Selezione delle Pompe Centrifughe

Stampato in Italia da:
New Industrial Foto s.r.l.
tel. 0331.350.772

ISBN 3-00-004734-4

La presente pubblicazione, intitolata “SELEZIONE DELLE POMPE CENTRIFUGHE”, si ispira alla consolidata tradizione tecnica del gruppo KSB.
Dopo 40 anni dalla pubblicazione del “MANUALE POMPE KSB”, sul quale hanno studiato intere generazioni di tecnici e ingegneri, KSB Italia si è impegnata nella realizzazione di questo nuovo strumento divulgativo per condividere con i propri clienti il suo grande patrimonio tecnico.

La pubblicazione ha lo scopo di fornire ai tecnici interessati, le basi scientifiche per la progettazione, la costruzione e l’esercizio di impianti di pompaggio.
Oltre a tabelle e diagrammi, questo volume contiene risultati tecnici e sperimentali raccolti da KSB in anni di lavoro nel campo della costruzione e dell’impiego di pompe centrifughe e valvole.
Una storia di lavoro e innovazione tecnologica che vive da più di 130 anni.

Ing. Umberto Ferretti

Amministratore Delegato
KSB Italia s.p.a.

INDIETRO

Indice

Indice delle tabelle

1 Simboli, unità di misura e denominazioni

A	m^2	Area della sezione attraversata dal fluido
A	m	Distanza fra il punto di misurazione e la flangia della pompa
a	m, mm	Larghezza del canale a sezione quadrata
B	m, mm	Distanza del tubo aspirante dal terreno
c_D		Coefficiente di resistenza delle sfere nel flusso d'acqua
c_T	(%)	Concentrazione di corpi solidi in sospensione nel liquido
D	m (mm)	Diametro esterno, diametro massimo
DN	(mm)	Diametro nominale
d	m (mm)	Diametro interno, diametro minimo
d_s	m (mm)	Diametro dei grani dei corpi solidi in sospensione
d_{50}	m (mm)	Diametro medio dei grani dei corpi solidi in sospensione
F	N	Forza
f		Coefficiente di strozzamento del diaframma
f_H		Fattore di conversione della prevalenza (sistema KSB)
f_Q		Fattore di conversione della portata (sistema KSB)
f_η		Fattore di conversione del rendimento (sistema KSB)
g	m/s^2	Accelerazione di gravità = 9,81 m/s^2
H	m	Prevalenza
H_{geo}	m	Prevalenza geoetica
H_s	m	Altezza di aspirazione
$H_{s\,geo}$	m	Altezza geoetica di aspirazione
$H_{z\,geo}$	m	Altezza geoetica di carico o battente geoetico
H_v	m	Perdite di carico
H_0	m	Prevalenza a portata zero (Q=0)
I	A	Intensità della corrente elettrica
K		type number (anglosassone, numero di giri specifico)
k	mm, µm	Valore medio della rugosità assoluta
k		Fattori di conversione k_Q, k_H, k_η (procedimento HI)
k_v	m^3/h	Coefficiente delle perdite di carico nelle valvole
L	m	Lunghezza della tubazione
L_s	m	Sviluppo della tubazione piena d'aria
M	Nm	Momento
$NPSH_{nec}$	m	Valore NPSH della pompa (necessario)
$NPSH_{disp}$	m	Valore NPSH dell'impianto (disponibile)
N_s	–	Numero di giri specifico negli Stati Uniti
n	min^{-1}, s^{-1}	Velocità di rotazione
n_q	min^{-1}	Numero di giri specifico (anche adimensionale, quale indice costruttivo tipico della girante)
P	kW (W)	Potenza, potenza assorbita
PN	(bar)	Pressione nominale
Δp	bar (Pa)	Incremento di pressione, differenza di pressione ($Pa \equiv N/m^2$)

p	bar (Pa)	Pressione ($Pa \equiv N/m^2 = 10^{-5}$ bar)
p_b	mbar (Pa)	Pressione atmosferica
p_D	bar (Pa)	Tensione di vapore del liquido convogliato
p_v	bar (Pa)	Perdite di carico (cadute di pressione)
Q	m^3/s, m^3/h	Portata (anche in l/s)
Q_a	m^3/h	Portata alla pressione di arresto
Q_e	m^3/h	Portata alla pressione di avviamento
q_L	%	Contenuto di aria e gas nel liquido convogliato
R	m (mm)	Raggio
Re		Numero di Reynolds
S	m	Sommergenza, profondità di installazione
s	mm	Spessore delle pareti
s'	m	Differenza di altezza fra mezzeria di ingresso della girante e mezzeria della bocca aspirante della pompa
T	Nm	Momento torcente (coppia)
t	°C	Temperatura
U	m	Lunghezza del flusso non disturbato
U	m	Circonferenza bagnata della sezione attraversata dal fluido
V_B	m^3	Volume del serbatoio di aspirazione
V_N	m^3	Volume utile del serbatoio della pompa
v	m/s	Velocità del liquido
w	m/s	Velocità di caduta dei corpi solidi in sospensione
y	mm	Corsa di apertura della saracinesca, distanza dalla parete
Z	1/h	Frequenza degli avviamenti
z		Numero degli stadi
$z_{s,d}$	m	Differenza di quota fra bocca premente e bocca aspirante della pompa
α	°	Angolo di rinvio, angolo di apertura
δ	°	Angolo di inclinazione
ζ	–	Coefficiente delle perdite di carico
η	(%)	Rendimento
η	Pa s	Viscosità dinamica
λ		Coefficiente di attrito nelle tubazioni
ν	m^2/s	Viscosità cinematica
ϱ	kg/m^3	Densità
τ	N/m^2	Tensione tangenziale
τ_f	N/m^2	Tensione tangenziale al limite dello scorrimento
φ		Fattore temperatura, angolo di apertura del clapet, come cosφ fattore di potenza dei motori asincroni
ψ		Coefficiente di pressione (prevalenza adimensionale della girante)

Indici

I	Riferito all'impianto
u	Nella sezione di uscita dell'impianto, con diramazione
Bl	Riferito al foro del diaframma (orifizio)
p	Lato premente, alla bocca premente, defluente
din	Aliquota dinamica
E	Nella sezione più stretta delle valvole (tab. 5)
E	All'ingresso della tubazione di aspirazione o della campana di aspirazione
e	Nella sezione di ingresso dell'impianto
f	Riferita al liquido portante
O	Orizzontale
C	Riferito alla curvatura
m	Valore medio
max	Valore massimo
min	Valore minimo
N	Valore nominale
opt	Valore ottimale, nel punto di miglior rendimento
P	Riferito alla pompa
p	Riferito alla pressione
r	Ridotto, in caso di girante tornita o ridotta sulle pale
a	Lato aspirante, alla bocca aspirante
s	Riferito ai corpi solidi
stat	Aliquota statica
t	Riferito alla girante prima della tornitura /della tornitura sulle pale
V	Verticale
v	Riferito alle perdite
w	Riferito all'acqua
z	Riferito al liquido viscoso
c	Riferito all'afflusso
0	Posizione di partenza, riferita alla sfera singola
1,2,3	Numerazione, posizioni
I,II	Numero delle pompe funzionanti

2
Tipi delle pompe

Gli aspetti che caratterizzano le pompe centrifughe risultano dai dati di dimensionamento (portata Q, prevalenza H, velocità di rotazione n ed NPSH), dalle proprietà del liquido convogliato, dai requisiti del luogo di impiego, dalle prescrizioni giuridiche vigenti e dalle normative tecniche. Il programma KSB offre pompe di diversi tipi costruttivi che tengono conto di questa molteplicità di fattori.

Le caratteristiche più evidenti dei tipi costruttivi di base sono le seguenti:

– numero degli stadi (monostadio / multistadio);

– posizione dell’albero (orizzontale / verticale);

– corpo della pompa (radiale, ad es. corpo a spirale / assiale = corpo tubolare);

– numero di ingressi nella girante (ingresso singolo o doppio)

– motore (motore a secco / motore immerso = internamente a secco / motore con rotore immerso = pieno di liquido internamente, ad es. motore con motore a rotore immerso, motore sommerso);

Le figure sottostanti indicano le caratteristiche costruttive che determinano in genere la serie costruttiva (Tabella 1 e figure da a a p).

Tabella 1: Principali tipi costruttivi delle pompe centrifughe

Numero degli stadi	monostadio						multistadio	
Posizione dell’albero	orizzontale			verticale			orizz.	verticale
Tipo del corpo	radiale		assiale	radiale		assiale	Corpo intermedio	
Numero di ingressi della girante	1	2	1	1	2	1	1	1
Tipo del motore, Fig. 1..								
Motore a secco (normalizzato)	a	b	c	d	e	f	g	h
a trascinamento magnetico*	i							
Motore sommerso			j	k		l		m
Motore con rotore immerso*	n						o	p

* vedi 3.3.3.2

Ulteriori caratteristiche di una pompa centrifuga sono:

– il tipo di installazione, trattato nel capitolo 7.1;

– il diametro nominale (per la grandezza costruttiva in funzione della portata);

– la pressione nominale (per lo spessore delle pareti del corpo e delle flange);

– la temperatura (ad es. per il raffreddamento delle tenute dell’albero);

– il liquido convogliato (liquidi aggressivi, abrasivi o tossici);

– il tipo della girante (radiale / assiale in funzione della velocità specifica di rotazione);

– la capacità autoadescante;

– la sezione del corpo, la posizione delle bocche, un corpo barrel, ecc.

a

b

Figura 1 (a - p): Principali tipi costruttivi di pompe centrifughe secondo la Tabella 1

3
Selezione per il convogliamento di acqua

Questa sezione tratta soprattutto il convogliamento dell'acqua; le caratteristiche relative ad una pompa destinata al convogliamento di altri liquidi sono trattate nei capitoli 4, 5 e 6.

3.1
Dati della pompa

3.1.1
Portata Q della pompa

La portata Q è il volume utile di liquido convogliato alla bocca premente della pompa nell'unità di tempo; l'unità di misura della portata è m^3/sec (si usano anche l/sec e m^3/h). La portata varia in proporzione alla velocità di rotazione della pompa. Dal volume utile sono esclusi il liquido di gocciolamento nonché quello interno di fuga attraverso gli strozzamenti di tenuta.

3.1.2
Prevalenza H e incremento di pressione Δp della pompa

La prevalenza H è il lavoro meccanico utile in Nm, riferito alla forza peso del liquido convogliato espressa in N, che la pompa trasmette al liquido convogliato ed espressa con l'unità di misura Nm/N = m (in passato indicata anche in m di colonna di liquido). La prevalenza è proporzionale al quadrato della velocità di rotazione della girante ed è indipendente dalla densità ϱ del liquido convogliato. Quindi, una pompa centrifuga può convogliare diversi liquidi (aventi la stessa viscosità cinematica ν) alla stessa prevalenza H, indipendentemente dalla loro densità ϱ. Questa affermazione è valida per tutte le pompe centrifughe.

La prevalenza H della pompa viene espressa secondo l'equazione di Bernoulli (vedi capitolo 3.2.1.1)

- nell'altezza piezometrica Hp proporzionale alla differenza della pressione statica fra la bocca premente e la bocca aspirante della pompa,
- nella altezza geoetica $z_{s,d}$ (Figure 8 e 9), ossia il dislivello fra la bocca premente e la bocca aspirante della pompa, e
- nella differenza fra le altezze cinetiche $(v_d^2 – v_s^2)/2g$ sulla bocca premente e sulla bocca aspirante della pompa.

Per l'incremento Δp della pressione all'interno della pompa (rispettare la posizione dei punti di misurazione della pressione indicati nel capitolo 7.3), l'altezza piezometrica H_p e la densità ϱ del liquido convogliato sono determinanti secondo l'equazione

$$\Delta p = \varrho \cdot g \cdot [H - z_{s,d} - (v_d^2 - v_s^2)/2g] \quad (1)$$

dove

ϱ densità del liquido convogliato espresso in kg/m^3

g accelerazione di gravità, 9,81 m/s^2

H prevalenza della pompa espressa in m

$z_{s,d}$ dislivello fra la bocca premente e la bocca aspirante della pompa espresso in m (Fig. 8 e 9)

v_d velocità del liquido alla bocca premente = $4\,Q/\pi d_d^2$ in m/s

v_s velocità del liquido alla bocca aspirante = $4\,Q/\pi d_s^2$ in m/s

Q portata della pompa alla bocca aspirante/premente in m^3/s

d diametro interno della bocca aspirante/premente, espresso in m

Δp incremento di pressione in N/m^2 (per la conversione in bar: 1 bar = 100 000 N/m^2)

A densità elevate aumenta quindi l'incremento di pressione e, di conseguenza, la pressione finale della pompa. La pressione finale risulta dalla somma fra l'incremento di pressione e la pressione che insiste sull'ingresso della pompa ed è limitata dalla resistenza del corpo. Inoltre è necessario considerare i limiti della resistenza del corpo dovuti all'influenza della temperatura.

3.1.3
Rendimento e potenza assorbita P all'albero della pompa

La potenza P assorbita da una pompa è la potenza meccanica assorbita all'albero della pompa o al giunto ed è espressa in kW o W; è proporzionale alla velocità di rotazione elevata alla terza potenza e viene calcolata con una delle formule seguenti:

$$P = \frac{\varrho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} \text{ in W} \quad = \frac{\varrho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta} \text{ in kW} \quad = \frac{\varrho \cdot Q \cdot H}{367 \cdot \eta} \text{ in kW} \qquad \textbf{(2)}$$

dove		
ϱ densità in kg/m^3	in kg/dm^3	in kg/dm^3
Q portata in m^3/s	in m^3/s	in m^3/h

g accelerazione di gravità = 9,81 m/s^2
H prevalenza in m
η rendimento fra 0 e < 1 (non in %)

Il rendimento η della pompa è indicato nelle curve caratteristiche (vedi capitolo 3.1.6).

La potenza P assorbita dalla pompa può essere ricavata con sufficiente precisione direttamente dalle curve caratteristiche della pompa (vedi capitolo 3.1.6) ad una densità ϱ = 1000 kg/m^3. Con un diverso valore della densità ϱ, la potenza assorbita P deve essere convertita in modo proporzionale.

Se i liquidi convogliati hanno una viscosità superiore a quella dell'acqua (vedi capitolo 4) o un contenuto superiore di corpi in sospensione (vedi capitolo 6) si può verificare un aumento della potenza assorbita (fra questi liquidi rientrano anche le acque cariche, vedi capitolo 3.6).

La densità ϱ entra linearmente nella potenza P assorbita dalla pompa. Se la densità è molto elevata è necessario osservare i valori massimi di carico ammissibili per il motore (capitolo 3.3.3) e per il momento torcente (a causa della sollecitazione di giunto, albero e linguette).

3.1.4
Velocità di rotazione n

In caso di comando mediante motori trifase (motori asincroni con rotore in cortocircuito a norme IEC), per la pompa vengono stabilite le velocità di rotazione indicate qui di seguito:

Tabella 2: Velocità di rotazione di riferimento

N. dei poli	2	4	6	8	10	12	14
Frequenza	Velocità di rotazione di riferimento secondo la documentazione delle curve caratteristiche in min^{-1}						
50 Hz	2900	1450	960	725	580	480	415
60 Hz	3500	1750	1160	875	700	580	500

In realtà i motori a corrente trifase funzionano (a seconda della potenza P e del costruttore) con una velocità di rotazione leggermente più alta [1] di cui il costruttore della pompa può tenere conto, previo accordo con l'utilizzatore, nella fase di dimensionamento. In questo caso valgono le indicazioni contenute nel par. 3.4.3 (legge delle affinità). Le curve caratteristiche delle elettropompe sommergibili e di quelle sommerse sono già selezionate in base alle velocità di rotazione effettive dei motori corrispondenti. Variando la velocità di rotazione (ad es. mediante variazione della tensione con frequenza di rete fissa per potenze di pochi kW, oppure mediante convertitori di frequenza), con riduttori o trasmissioni a cinghie, oppure comandi mediante turbine o motori a combustione interna, sono possibili altre velocità di rotazione.

3.1.5
Numero di giri specifico n_q e forme costruttive delle giranti

Il numero di giri specifico n_q è un valore di comparazione ricavato dalla legge delle similitudini che consente, in presenza di dati di esercizio diversi (portata Q_{opt}, prevalenza H_{opt} e velocità di rotazione n della girante di una pompa nel punto di miglior rendimento η_{opt}), di paragonare fra loro giranti di grandezza costruttiva diversa e determinare la forma costruttiva ottimale (vedi figura 2) nonché la forma della relativa curva caratteristica (vedi capitolo 3.1.6, figura 5).

n_q è il numero di giri che una pompa ideale, geometricamente simile alla pompa da costruire, dovrebbe compiere per dare una portata di 1 m^3/s alla prevalenza di 1 m nel punto di miglior rendimento. L'unità di misura è la stessa della velocità di rotazione. Trattandosi di un numero caratteristico relativo al tipo costruttivo può anche essere

rappresentato in modo adimensionale, secondo la parte destra delle seguenti equazioni [2]:

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q_{opt}}}{(H_{opt})^{3/4}} = 333 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q_{opt}}}{(g \cdot H_{opt})^{3/4}} \qquad (3)$$

con					
Q_{opt}	in m^3/s	Q_{opt}	in m^3/s	= portata a η_{opt}
H_{opt}	in m	H_{opt}	in m	= prevalenza a η_{opt}
n	in min^{-1}	n	in 1/s	= velocità di rotazione della pompa
n_q	in min^{-1}	n_q		numero caratteristico adimensionale
		g		9,81 m/s^2 = accelerazione di gravità

Nelle pompe multistadio H_{opt} sta per la prevalenza ottimale di **un** unico stadio; per le giranti a doppio ingresso Q_{opt} sta per la portata ottimale in **una** semigirante.

Con l'aumentare del numero di giri specifico n_q le giranti con uscita inizialmente radiale sono attraversate sempre più in senso semiassiale ("diagonale") per giungere, infine, ad un deflusso solo assiale (Fig. 2). Anche i setti direttori nei corpi radiali (ad es. nei corpi a spirale) diventano sempre più voluminosi finché è possibile un deflusso del liquido in direzione radiale. Infine il liquido può essere convogliato solo assialmente (ad es. nei corpi tubolari).

Valori approssimati di riferimento:

n_q fino a circa 25	girante radiale (girante per alta pressione)
fino a circa 40	girante radiale (girante per media pressione)
fino a circa 70	girante radiale (girante per bassa pressione)
fino a circa 160	girante semiassiale (girante elicoidale, girante diagonale)
da circa 140 fino a 400	girante assiale (girante ad elica)

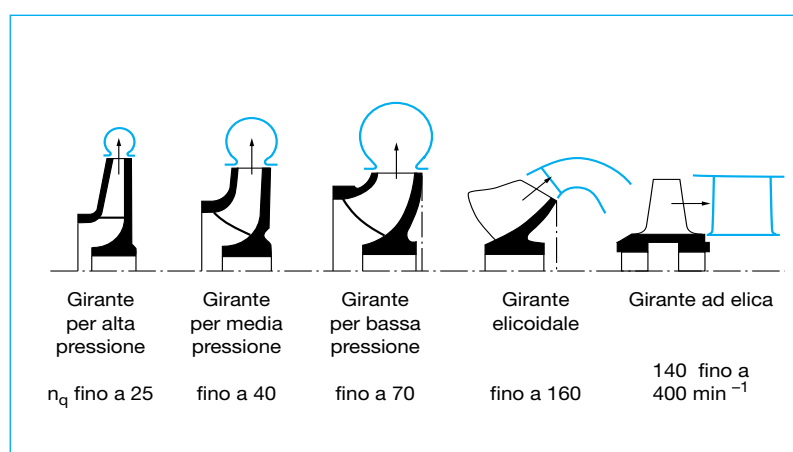



Fig. 2: Influsso della velocità specifica di rotazione n_q sulle forme costruttive delle giranti delle pompe centrifughe. Gli elementi direttori (corpi) delle pompe monostadio sono segnati in blu.

La Fig. 3 consente una rappresentazione grafica. Nella Fig. 4 sono rappresentate altre forme di giranti: le giranti a stella vengono montate nelle pompe autoadescanti. Le giranti periferiche ampliano il campo del numero di giri specifico verso il basso fino a circa n_q = 5 (è possibile un tipo di pompa fino a tre stadi); con numeri di giri specifici ancora inferiori sono consigliate pompe volumetriche rotanti (ad es. pompe a vite eccentrica con n_q = 0,1 fino a 3) oppure pompe volumetriche alternative (pompe a stantuffi).

Il valore numerico del numero di giri specifico è necessario anche per la selezione dei fattori influenti, per la conversione delle curve caratteristiche delle pompe nel caso di convogliamento di liquidi viscosi o contenenti sostanze solide (vedi paragrafi 4 e 6).

Nei paesi anglosassoni il numero di giri specifico viene denominato "type number K", negli USA con N_s.

Conversione:

$$K = n_q / 52{,}9 \qquad N_s = n_q / 51{,}6 \qquad (4)$$

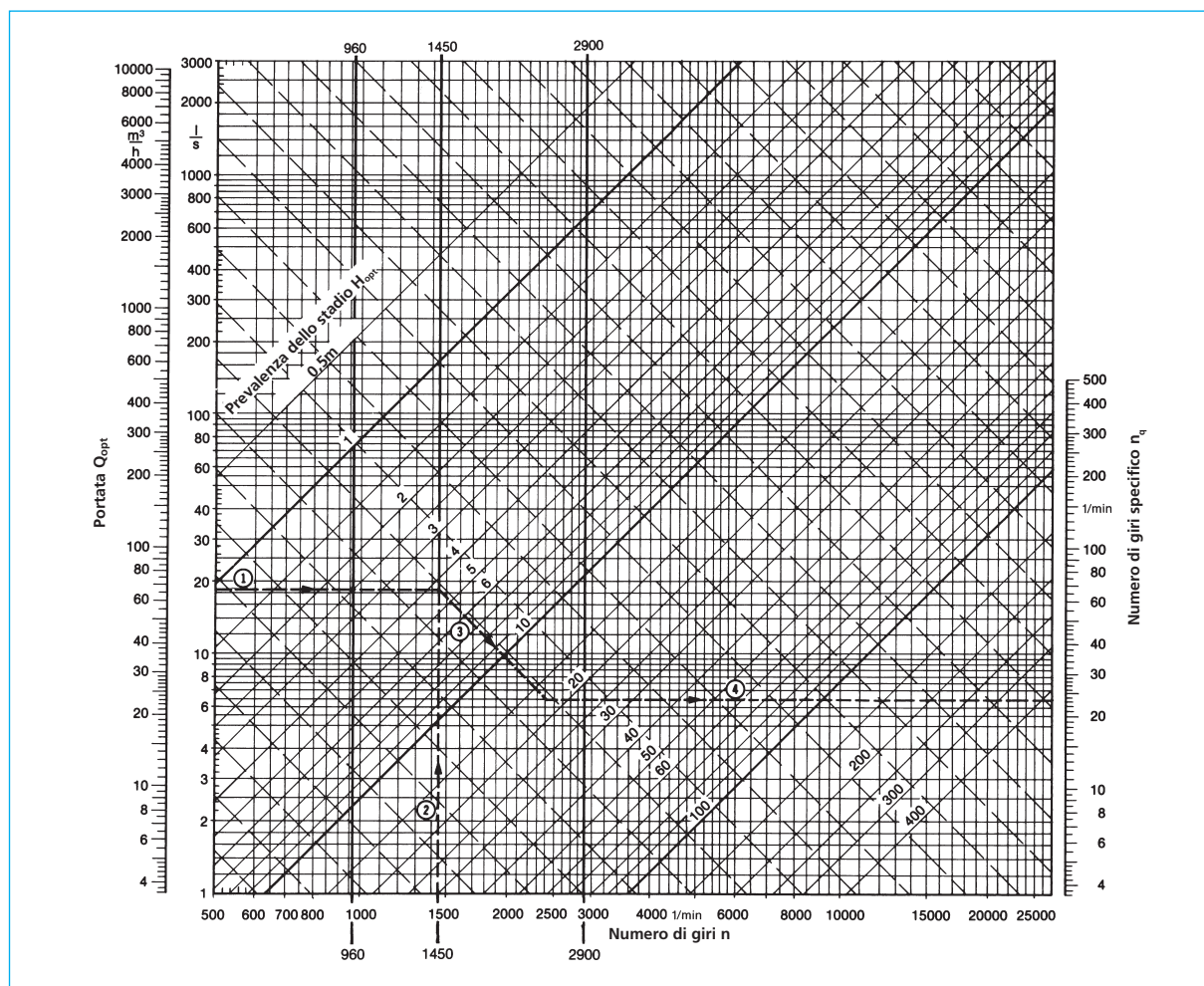
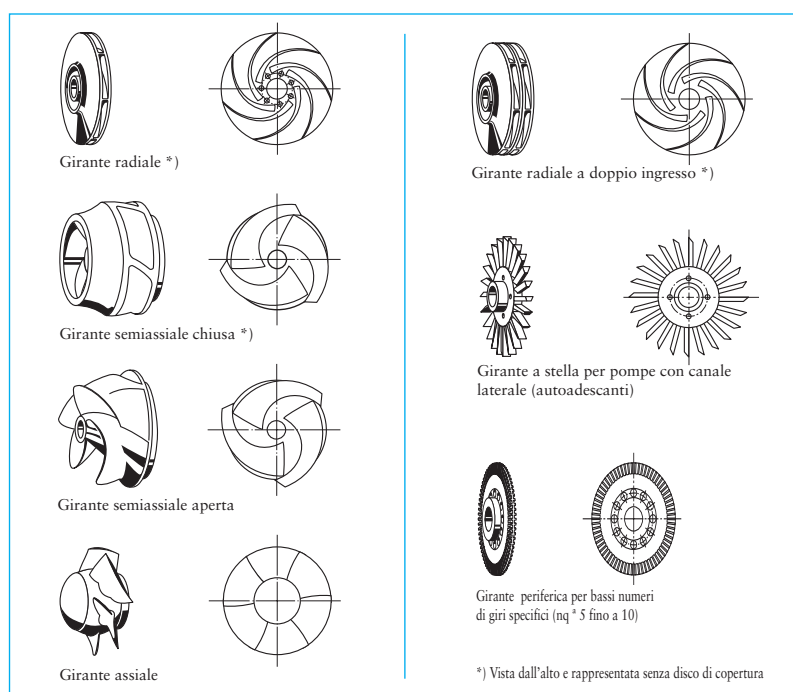



Fig. 3: Rappresentazione grafica del numero di giri specifico n_q (rappresentazione ingrandita vedi a Pag. 84)
Esempio: Q_{opt} = 66 m^3/h = 18,3 l/s; n = 1450 1/min; H_{opt} = 17,5 m. Rilevato: n_q = 23 1/min

Fig. 4: Forme costruttive delle giranti per liquidi puliti

3.1.6 Curve caratteristiche delle pompe

Contrariamente alla pompa volumetrica (ad es. una pompa a stantuffi) la pompa centrifuga a velocità di rotazione costante convoglia una portata Q che aumenta con il diminuire della prevalenza. Essa ha quindi la capacità di autoregolarsi in funzione della variazione della curva caratteristica dell'impianto (vedi Parg. 3.2.2).

Inoltre, dalla portata Q dipendono la potenza assorbita P,

Fig. 5: Influsso tendenziale del numero di giri specifico n_q sulle curve caratteristiche di una pompa centrifuga. (non in scala! $NPSH_{nec}$ vedi paragrafo 3.5.2)

e di conseguenza, il rendimento η e il valore di $NPSH_{nec}$ (vedi Par. 3.5.4). L'andamento e l'interdipendenza di queste grandezze sono rappresentati graficamente nelle curve caratteristiche che, essendo caratterizzate dal numero di giri specifico n_q, contraddistinguono il funzionamento di una pompa centrifuga (per il confronto delle curve vedi Fig. 5, per esempi di curve vedi Fig. 6). La curva della prevalenza della pompa viene anche denominata curva Q-H.

In linea di principio la curva Q-H può essere piatta o ripida. A parità di variazione della prevalenza ΔH, con una curva caratteristica ripida la portata Q ha una variazione inferiore a quella che si avrebbe con una curva caratteristica piatta (Fig. 7). Ciò è vantaggioso per la regolazione della portata.

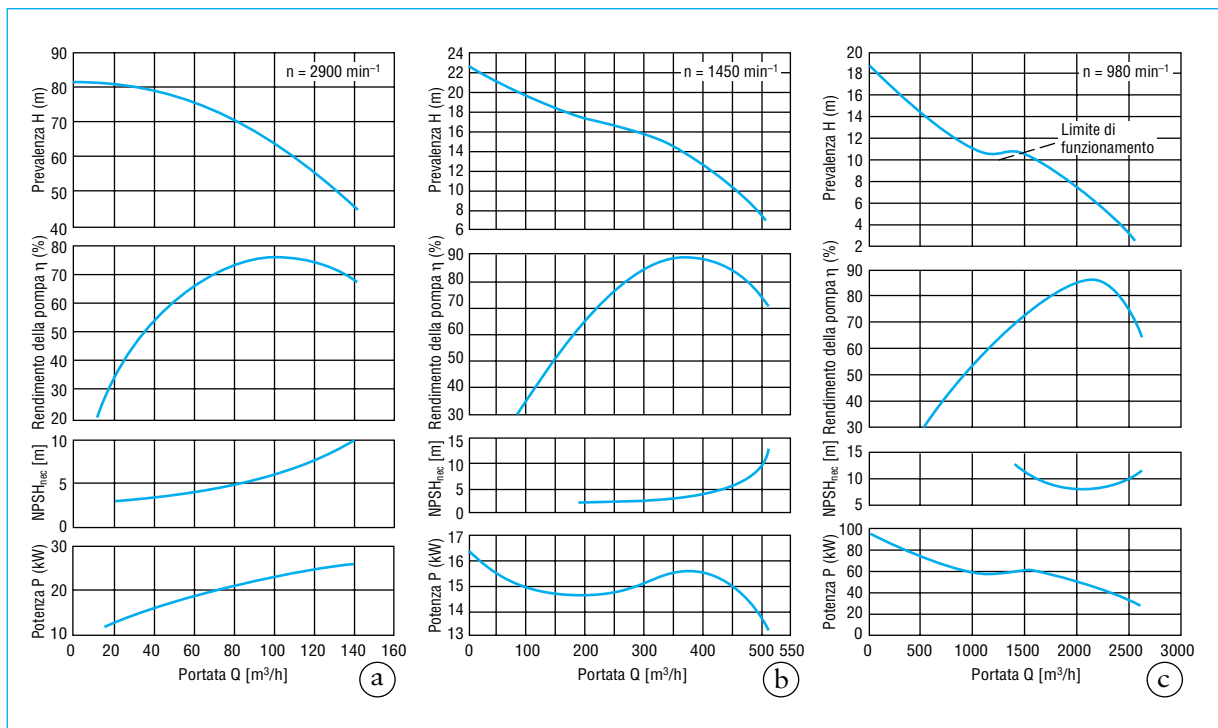



Fig. 6: Tre esempi di curve caratteristiche di pompe con un diverso numero di giri specifico a: con girante radiale, $n_q \approx 20$; b: con girante semiassiale $n_q \approx 80$; c: con girante assiale $n_q \approx 200$. ($NPSH_{nec}$ vedi paragrafo 3.5.2)

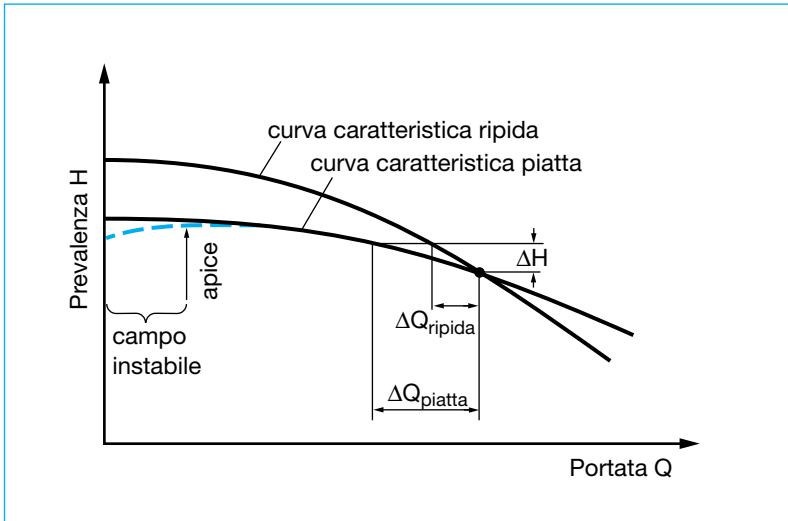



Fig. 7: Curve caratteristiche con andamento ripido, piatto o instabile

Le curve caratteristiche Q-H hanno normalmente un andamento stabile, ossia la prevalenza H si riduce con l'aumento della portata. A bassi numeri di giri specifici può accadere che nel campo delle basse portate (perciò a carico estremamente parzializzato) la prevalenza H scenda al ridursi della portata Q, risultando instabile (tratteggiata in Fig. 7). Questa forma di curva caratteristica è da evitarsi solo se può formare due punti di intersezione con la curva caratteristica dell'impianto, specialmente se la pompa è prevista per funzionamento in parallelo a carico parzializzato (vedi a Par. 3.4.4) oppure se nel campo instabile deve convogliare in un serbatoio pressurizzato per l'accumulo di energia (= riempito con gas o vapore); in tutti gli altri casi questa curva è uguale alla curva caratteristica stabile.

Se non diversamente indicato le curve caratteristiche si riferiscono alla densità ϱ ed alla viscosità cinematica ν dell'acqua fredda, degasata.

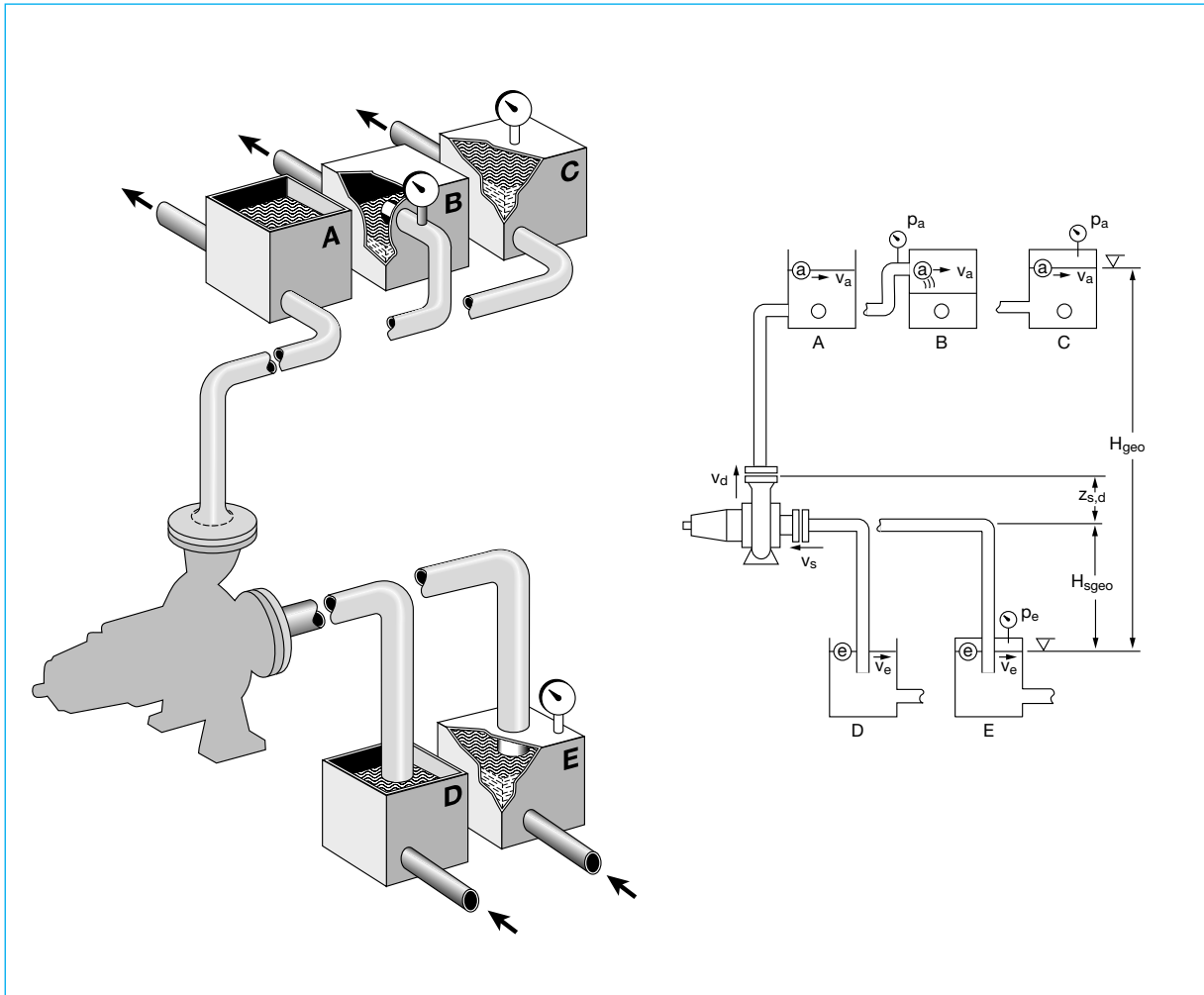



Fig. 8: Impianti di pompaggio funzionanti in aspirazione, con serbatoi in esecuzioni diverse
A = Serbatoio di mandata aperto con sbocco del tubo sotto il livello dell'acqua
B = Serbatoio di mandata chiuso con uscita libera dal tubo
C = Serbatoio di mandata chiuso con sbocco del tubo sotto il livello del liquido
D = Serbatoio di aspirazione o serbatoio di carico aperti
E = Serbatoio di aspirazione o serbatoio di carico chiusi

v_a e v_e sono rispettivamente le velocità del fluido (per lo più piccole da trascurare) nei serbatoi A e C nei punti ⓐ e nei serbatoi D ed E nei punti ⓔ, nel caso B invece v_a è la velocità non trascurabile di efflusso dalla sezione di tubo ⓐ.

3.2 Dati dell'impianto

3.2.1 Prevalenza H_A dell'impianto

3.2.1.1 Equazione di Bernoulli

Il teorema di Bernoulli postula l'equivalenza dell'energia nelle forme geoetica, statica e dinamica. Supposto il flusso di un liquido perfetto privo di attriti, la prevalenza H_A dell'impianto è composta dalle seguenti tre parti (vedi figure 8 e 9):

- H_{geo} (prevalenza geoetica) è il dislivello fra il pelo libero del liquido sul lato aspirante e quello sul lato premente. Se la tubazione premente sbocca al di sopra dello specchio del liquido, H_{geo} è riferita al piano medio della sezione di

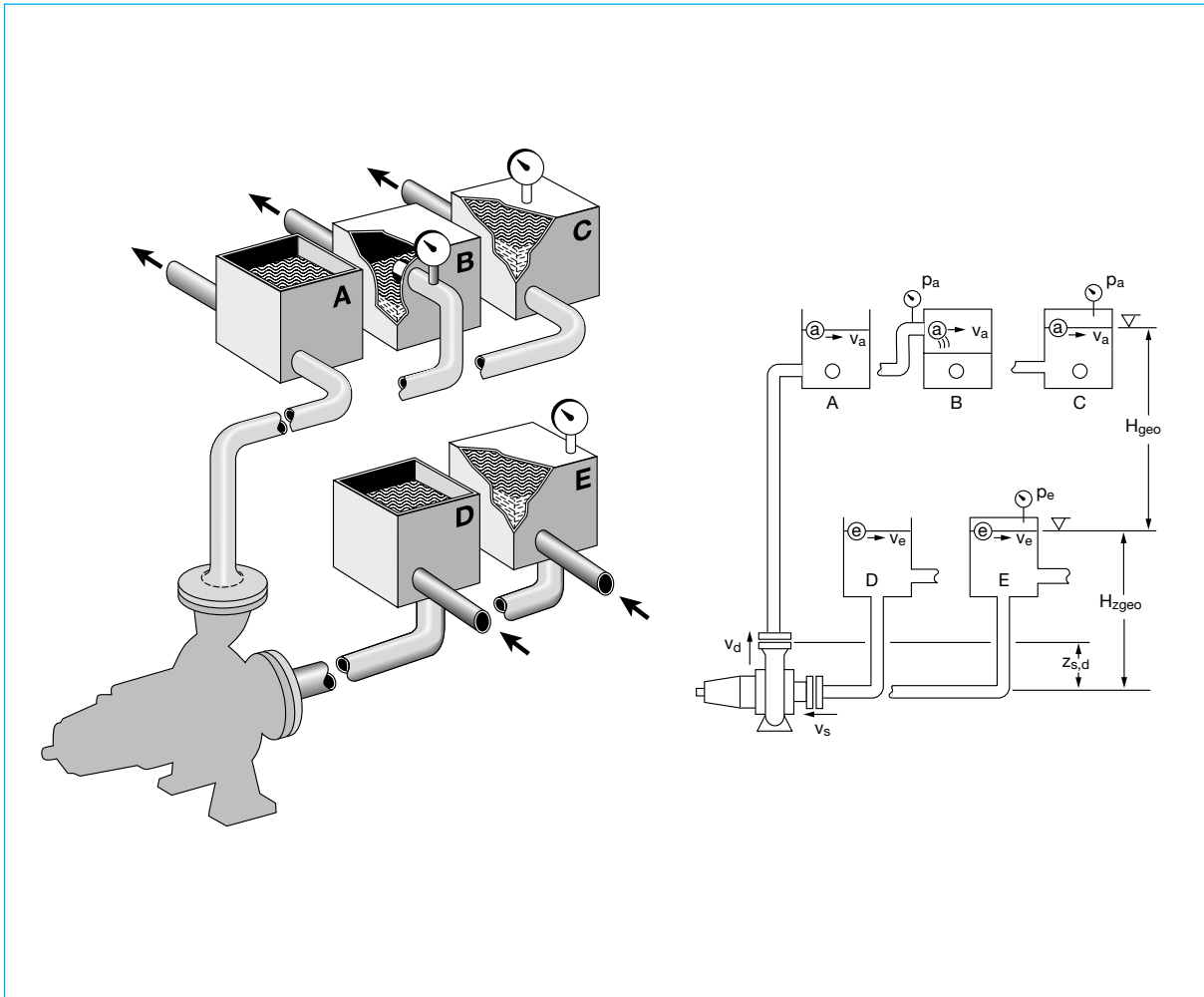



Fig. 9: Impianti di pompaggio funzionanti sotto battente, con serbatoi in esecuzioni diverse
Legenda come da Fig. 8.

efflusso (vedi figure 8B e 9B).

- $(p_a - p_e)/(\varrho \cdot g)$ è la differenza fra le altezze piezometriche nei serbatoi di mandata e di aspirazione con almeno un serbatoio chiuso B, C o E (vedi figure 8 B, C, E e 9 B, C, E).
- $(v_a^2 - v_e^2)/2g$ è la differenza delle altezze cinetiche nei serbatoi.

Nel caso di flusso di un liquido reale, a queste parti si devono aggiungere le perdite per attrito (= perdite di carico).

- ΣH_v è la somma di tutte le perdite di carico (resistenze al flusso in tubazioni, valvole, pezzi sagomati ecc.)

nelle tubazioni aspirante e premente e le perdite di ingresso e di efflusso (vedi Par 3.2.1.2) indicate in pratica come perdite di carico dell'impianto.

Dalla somma delle quattro componenti si ricava la prevalenza H_A dell'impianto:

$$H_A = H_{geo} + (p_a - p_e)/(\varrho \cdot g) + (v_a^2 - v_e^2)/2g + \Sigma H_v \quad \textbf{(5)}$$

con
tutte le prevalenze H in m
tutte le pressioni p in Pa (1 bar = 100 000 Pa)
tutte le velocità v in m/s, la densità ϱ in kg/m^3
l'accelerazione di gravità g = 9,81 m/s^2.

In pratica le altezze cinetiche spesso possono essere trascurate. Quindi, se uno dei serbatoi B, C o E è chiuso (vedi figure 8 B, C, E e 9 B, C, E) l'equazione (5) si semplifica in

$$H_A \approx H_{geo} + (p_a - p_e)/(\varrho \cdot g) + \Sigma H_v \quad (6)$$

e, con serbatoi aperti A e D (vedi figure 8 A, D e 9 A, D), si semplifica in

$$H_A \approx H_{geo} + \Sigma H_v. \quad (7)$$

3.2.1.2 Cadute di pressione p_v dovute a resistenze al flusso

La caduta di pressione p_v è provocata dall'attrito del liquido sulle pareti delle tubazioni e dalle resistenze nelle valvole, nei pezzi sagomati ecc. In base alla perdita di carico H_v, indipendente dalla densità ϱ, la caduta di pressione viene calcolata mediante l'equazione

$$p_v = \varrho \cdot g \cdot H_v \quad (8)$$

con

ϱ densità in kg/m^3

g accelerazione di gravità 9,81 m/s^2

H_v perdita di carico in m

p_v caduta di pressione in Pa (1 bar = 100 000 Pa).

3.2.1.2.1 Perdite di carico H_v in tubazioni diritte

Per la perdita di carico di una corrente in un tubo a sezione circolare vale in generale

$$H_v = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (9)$$

con

λ coefficiente di attrito secondo le equazioni (12) fino a (14)

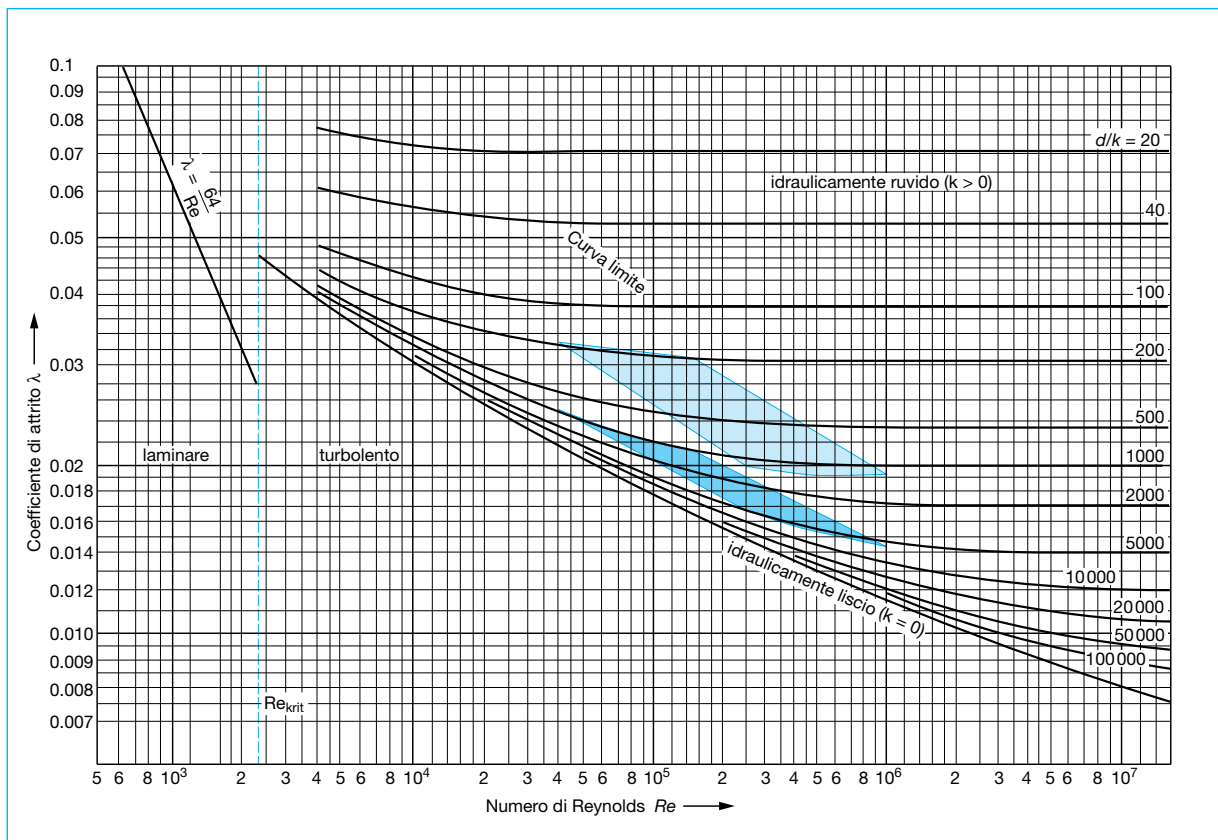
L lunghezza del tubo in m

d diametro interno del tubo in m

v velocità di deflusso in m/s (= $4Q/\pi d^2$ con Q in m^3/s)

g accelerazione di gravità 9,81 m/s^2.

Nel caso di sezione non circolare si deve porre:

Fig. 10: Coefficiente di attrito nella tubazione λ come funzione del numero di REYNOLDS Re e della rugosità relativa d/k (rappresentazione ingrandita vedi a pagina 85)

$$d = 4A/U \quad (10)$$

con
A area della sezione attraversata dal fluido, in m^2
U circonferenza bagnata della sezione A attraversata dal liquido in m, dove nel caso di canali aperti la superficie libera non viene calcolata come circonferenza.

Velocità di deflusso consigliate:

per acqua fredda:
tubazione aspirante 0,7 – 1,5 m/s
tubazione premente 1,0 – 2,0 m/s

per acqua calda:
tubazione aspirante 0,5-1,0 m/s
tubazione premente 1,5-3,5 m/s.

Il coefficiente λ di attrito nella tubazione viene determinato sperimentalmente ed è rappresentato nella Fig. 10. Esso dipende solo dalle condizioni di flusso del liquido e dalla rugosità relativa d/k della tubazione attraversata dallo stesso liquido. La condizione del flusso in base alla legge di similitudine viene contraddistinta dal numero di REYNOLDS Re. Per tubi rotondi vale:

$$Re = v \cdot d/\nu \quad (11)$$

con
v velocità di deflusso in m/s ($= 4Q/\pi d^2$ con Q in m^3/s)
d diametro interno del tubo in m
ν viscosità cinematica in m^2/s (per acqua a 20 °C esattamente $1{,}00 \cdot 10^{-6}$ m^2/s).

Con sezioni di tubo non circolari vale nuovamente l'equazione (10) per determinare d.

Per tubi idraulicamente lisci (ad es. tubi in metallo trafilati o tubi in materiale sintetico, ad es. in PE o PVC) o con flusso laminare, λ può anche essere calcolato come segue.

Nel campo del flusso laminare con Re < 2320 esso è indipendente dalla rugosità

$$\lambda = 64/Re \quad (12)$$

Nel caso di flusso turbolento con Re > 2320, la correlazione esistente nei tubi idraulicamente lisci può essere riportata con un formula empirica di ECK (fino a Re < 10^8 gli scostamenti sono inferiori all'1%):

$$\lambda = \frac{0{,}309}{\left(\lg \frac{Re}{7}\right)^2} \quad (13)$$

Secondo la Fig. 10, λ dipende anche da un altro parametro adimensionale, ossia dalla rugosità relativa d/k della parete interna della tubazione; k rappresenta la ruvidità assoluta (granulosità) della parete interna della tubazione, i cui valori sono indicati nella Tabella 3.

E' necessario tenere conto che d e k devono essere espressi con la stessa unità, ad esempio in mm.

Come mostra la Fig. 10, λ al di sopra della curva limite dipende solo dalla rugosità relativa d/k. Secondo un' equazione empirica di MOODY in questo campo si può porre:

$$\lambda = 0{,}0055 + 0{,}15/\sqrt[3]{(d/k)} \quad (14)$$

La Fig. 11 indica, per l'uso pratico, le perdite di carico H_v per ogni 100 m di tubazione in acciaio diritta in funzione della portata Q e del diametro interno d. I valori valgono per acqua pulita fredda o per liquidi di uguale viscosità cinematica, con tubi completamente pieni di liquido e per rugosità assoluta della parete interna k = 0,05 mm, ad es. per tubi in acciaio nuovi senza saldatura oppure saldati longitudinalmente (osservare il diametro interno secondo Tabella 4).

L'influsso di una maggiore rugosità k è indicata in Fig. 11 per un campo spesso sfruttato (diametri nominali da 50 fino a 300, velocità del liquido da 0,8 fino a 3,0 m/s): questo **campo evidenziato in scuro nella Fig. 11 corrisponde** al campo evidenziato analogamente nella **Fig. 10** con una rugosità media assoluta k = 0,05 mm. **Con una rugosità 6 volte maggiore** (vecchi tubi in acciaio leggermente incrostati con k = 0,30 mm) i coefficienti di attrito λ indicati nella Fig. 10 (e proporzionalmente anche le perdite di carico H_v) **nel campo evidenziato in chiaro sono superiori rispetto al caso precedente solo del 25 - 60%.**

Con i tubi per acque cariche si deve tenere conto dell'aumento della rugosità della parete interna in seguito alla presenza di impurità/sporcizia (vedi Par. 3.6). Nel caso di tubi fortemente incrostati la perdita di carico effettiva può essere stabilita solo con delle prove.

Tabella 3: Rugosità media k (rugosità assoluta) delle tubazioni in valutazione approssimata

Tubi in	Condizione della parete interna	
Acciaio	nuova, senza saldature	pelle di laminaz.
		decapata
		zincata
	saldata longitudinalmente	pelle di laminaz.
		bitumata
		galvanizzata
		cementata
	chiodata	
	vecchia, moderatamente arrugginita	
	leggermente incrostata	
	fortemente incrostata	
	dopo la pulizia	
Eternite	nuova	
Terracotta (Drenaggio)	nuova	
Calcestruzzo	nuova, grezza	
	liscia	
Calcestruzzo centrifugato	nuova, grezza	
	liscia	
Cemento armato	nuova, liscia	
Tutti i calcestruzzi	vecchia, liscia	
Tubi in metallo	trafilata	
Vetro, materiale sintetico		
Flessibile in gomma	nuova, non porosa	
Legno	nuova	
	dopo un lungo periodo di funzionamento con acqua	
Muratura		

Scala: 1 µm, 5, 10, 50, 100, 500, 1000, 5000, 10^4

k in mm →: 0,001, 0,005, 0,01, 0,05, 0,1, 0,5, 1, 5, 10

Tabella 4: Diametri interni d e spessore delle pareti s in mm, pesi di tubazioni di acciaio disponibili in commercio e loro carica d'acqua in kg/m secondo ENV 10 220 (precedentemente DIN ISO 4200). D = diametro esterno, s = spessore delle pareti.

		Tutte le misure in mm				Tubo senza saldatura		Tubo saldato	
		senza saldatura		saldato		peso in kg/m		peso in kg/m	
DN	D	s *	d	s **	d	tubo	acqua	tubo	acqua
15	21,3	2,0	17,3	1,8	17,7	0,952	0,235	0,866	0,246
20	26,9	2,0	22,9	1,8	23,3	1,23	0,412	1,11	0,426
25	33,7	2,3	29,1	2,0	29,7	1,78	0,665	1,56	0,692
32	42,4	2,6	37,2	2,3	37,8	2,55	1,09	2,27	1,12
40	48,3	2,6	43,1	2,3	43,7	2,93	1,46	2,61	1,50
50	60,3	2,9	54,5	2,3	55,7	4,11	2,33	3,29	2,44
65	76,1	2,9	70,3	2,6	70,9	4,71	3,88	5,24	3,95
80	88,9	3,2	82,5	2,9	83,1	6,76	5,34	6,15	5,42
100	114,3	3,6	107,1	3,2	107,9	9,83	9,00	8,77	9,14
125	139,7	4,0	131,7	3,6	132,5	13,4	13,6	12,1	13,8
150	168,3	4,5	159,3	4,0	160,3	18,2	19,9	16,2	20,2
200	219,1	6,3	206,5	4,5	210,1	33,1	33,5	23,8	34,7
250	273,0	6,3	260,4	5,0	263,0	41,4	53,2	33,0	54,3
300	323,9	7,1	309,7	5,6	312,7	55,5	75,3	44,0	76,8
350	355,6	8,0	339,6	5,6	344,4	68,6	90,5	48,3	93,1
400	406,4	8,8	388,8	6,3	393,8	86,3	118,7	62,2	121,7
500	508,0	11,0	486,0	6,3	495,4	135	185,4	77,9	192,7
600	610,0	12,5	585,0	6,3	597,4	184	268,6	93,8	280,2

* a partire da DN 32 identico a DIN 2448 ** a partire da DN 25 identico a DIN 2458

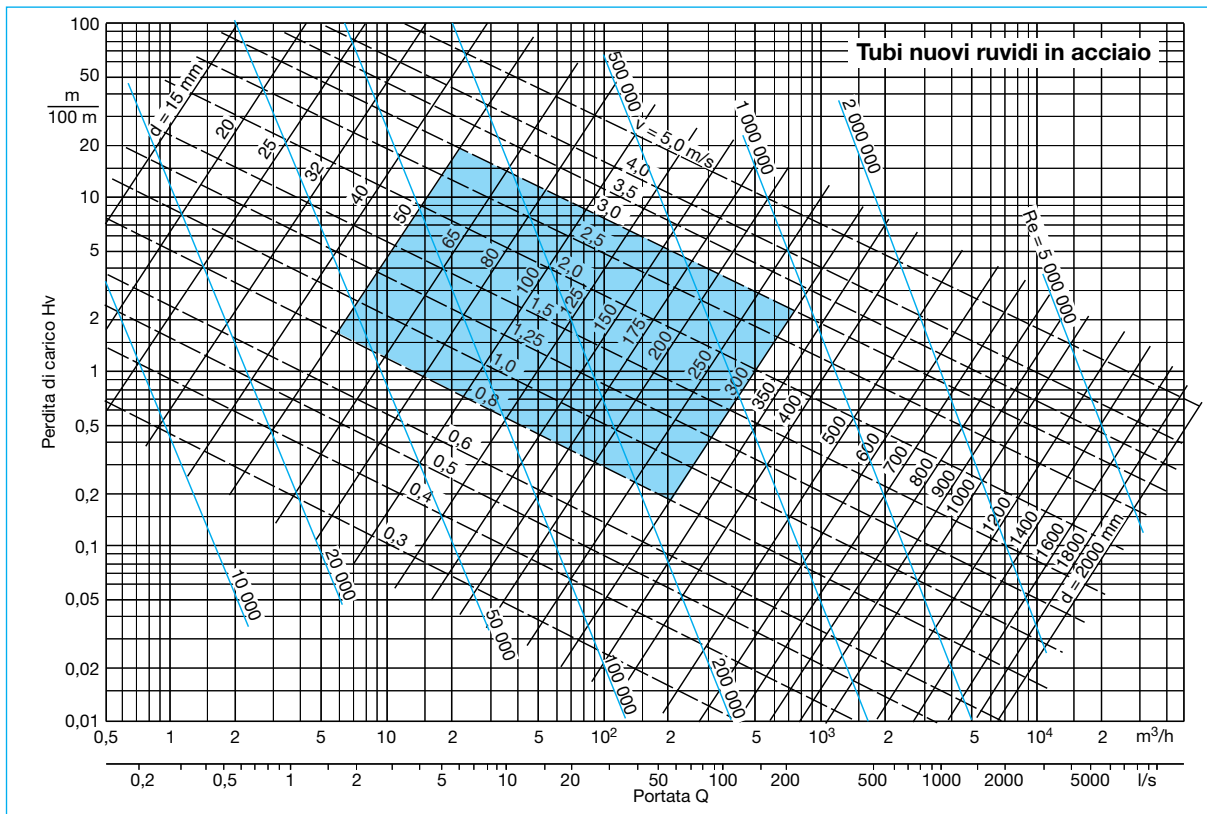



Fig. 11: Perdite di carico H_v per tubazioni nuove in acciaio (k = 0,05 mm) (rappresentazione ingrandita vedi a Pag. 86)

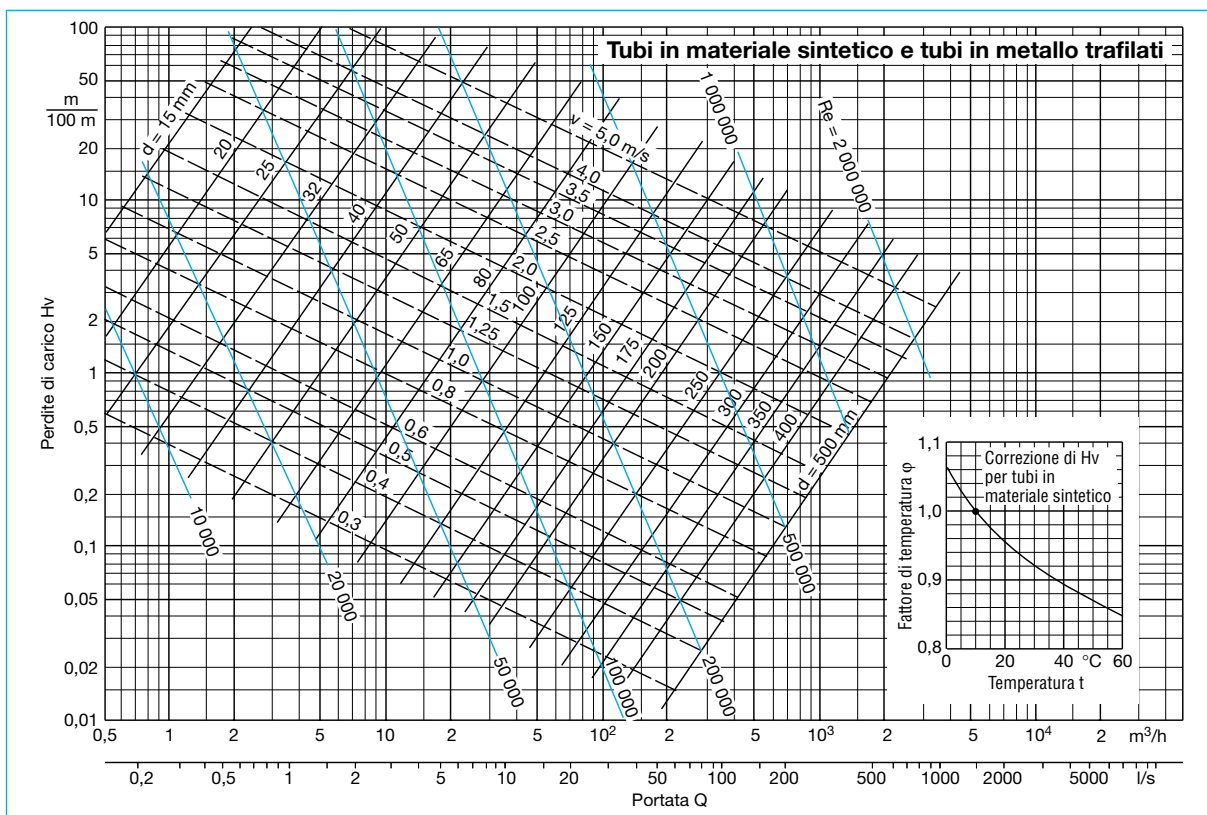



Fig. 12:Perdite di carico H_v per tubi idraulicamente lisci (k = 0) (rappresentazione ingrandita vedi a Pag. 87). (Per tubi in materiale sintetico a t ≠ 10 °C da moltiplicare per il fattore di temperatura φ).

Eventuali discrepanze rispetto al diametro nominale variano sensibilmente le perdite di carico poiché il diametro interno del tubo entra con la 5ª potenza nell'equazione (9) (ad es. un diametro interno minore di circa 5% aumenta la perdita di carico già di circa 30%). **Ciò significa che nei calcoli il diametro interno non può mai essere sostituito semplicemente con il diametro nominale.**

La Fig. 12 rappresenta le perdite di carico H_v in tubi in materiale sintetico (ad es. PE o PVC) o in tubi trafilati, perdite molto basse date le superfici molto lisce dei tubi. Le perdite di carico così determinate valgono per acqua con una temperatura di 10°C. A temperature diverse e con tubi in materiale sintetico queste perdite, a causa della maggior dilatazione termica, devono essere moltiplicate con il fattore di temperatura indicato nella Fig. 12. Per acque reflue e per acque non trattate si devono prevedere incrementi del 20-30% a causa di possibili sedimentazioni (vedi Par. 3.6).

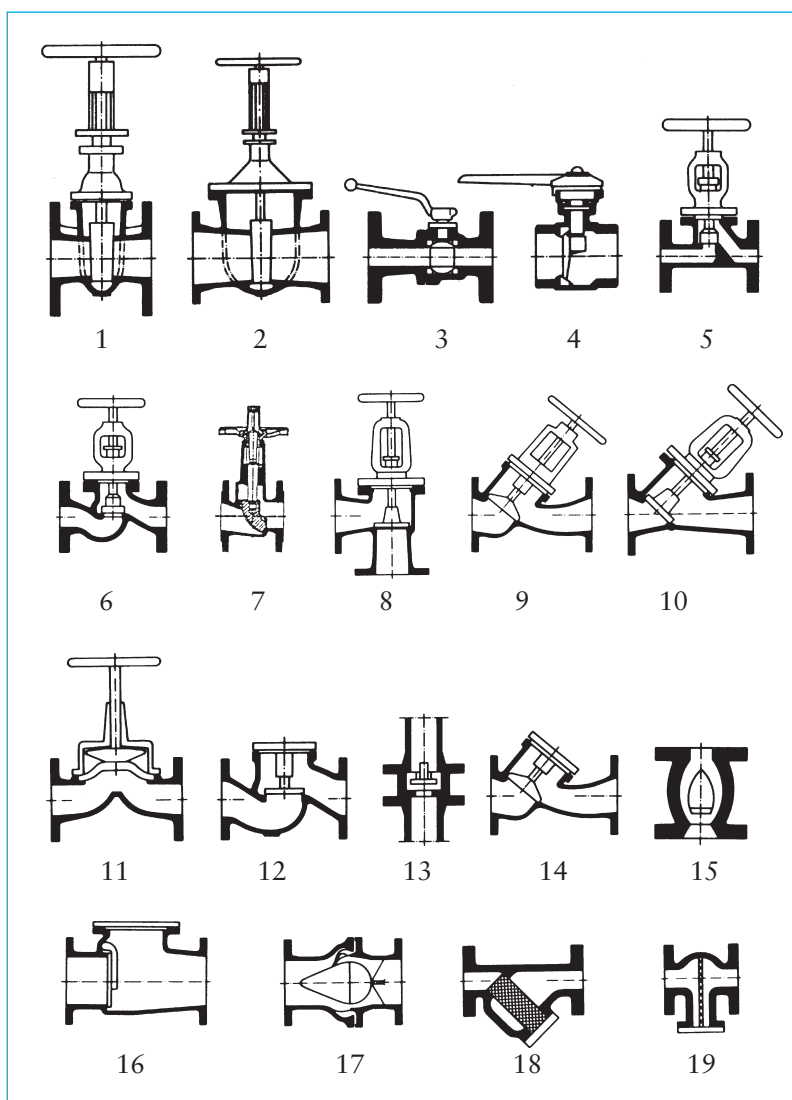



Fig. 13: Rappresentazione schematica delle forme costruttive delle valvole secondo la tabella 5

3.2.1.2.2 Perdite di carico H_v nelle valvole e nei pezzi sagomati

Per le perdite di carico H_v nelle valvole e nei pezzi sagomati vale la formula

$$H_v = \zeta \cdot v^2/2g \qquad (15)$$

con

ζ coefficiente di perdita di carico

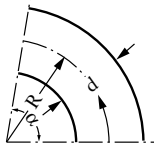
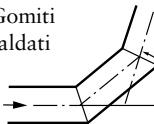
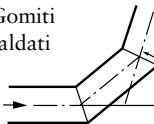
v velocità del fluido in una sezione A caratteristica per le perdite di carico (ad es. alle bocche) in m/s

g accelerazione di gravità 9,81 m/s^2.

Dalla tabella 5 alla 8 e dalla figura 13 alla 15 vengono fornite informazioni sui singoli coefficienti di perdita di carico in valvole e pezzi sagomati, dato un funzionamento con acqua fredda.

I valori minimi e massimi elencati nella tabella 5 comprendono valori numerici ricavati dalla più importante letteratura specializzata e valgono per valvole completamente aperte, attraversate da un flusso uniforme.

Le perdite che si producono a valle della valvola per una lunghezza di tubazione di circa 12 x DN, a causa di turbolenza, sono già comprese nei valori ζ in conformità alle direttive VDI/VDE 2173. Si possono avere forti variazioni dei valori in funzione delle condizioni di afflusso e deflusso, delle varianti costruttive e degli obiettivi della produzione (valvole economiche o valvole con risparmio energetico).

Tabella 5: Coefficienti di perdita di carico ζ nelle valvole di diversi tipi costruttivi (riferiti alla velocità del fluido nella sezione di attacco DN)

	Tipo della valvola		Forma costrut.	Coefficiente di perdita di carico ζ a DN = 15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	Note
Absperrarmaturen	Saracinesca a corpo piatto (d_E = DN)	min	1	0,1	←	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	→	0,1	con d_E <DN vedi nota in calce 1)
		max		0,65	0,6	0,55	0,5	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3	←	–	–	–	–	–	–	–	→	0,3	
	Saracinesca a corpo rotondo (d_E = DN)	min	2						0,25	0,24	0,23	0,22	0,21	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,13	0,12	0,11	0,11	
		max							0,32	0,31	0,30	0,28	0,26	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,18	0,16	0,15	0,14	
	Rubinetti (d_E = DN)	min	3	0,10	0,10	0,09	0,09	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03	0,03	0,02					con d_E < DN ζ = 0,4 fino a 1,1
		max		0,15	←	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	→	0,15					
	Valvole a farfalla PN 2,5 ÷10	min	4					0,90	0,59	0,38	0,26	0,20	0,14	0,12	0,09	0,06	←	–	–	–	→	0,06	
		max						1,20	1,00	0,80	0,70	0,62	0,56	0,50	0,42	0,40	0,37	0,33	0,33	0,33	0,30	0,28	
	Valvole a farfalla PN 16 ÷25	min	4						2,04	1,80	1,55	1,30	1,08	0,84	0,75	0,56	0,48	0,40	←	–	→	0,40	
		max							2,50*	2,30*	2,10*	1,90*	1,70*	1,50*	1,30	1,10	0,90	0,83	0,76	0,71	0,67*	0,63*	* anche con PN 40
	Valvole forgiate	min	5			6,0	←	→	6,0														
		max				6,8	←	→	6,8														
	Valvole fuse	min	6	3,0	←	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	→	3,0						con ottimizzazione è raggiungibile ζ = 2 fino a 3
		max		6,0	←	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	→	6,0						
	Valvole Compact	min	7	0,3	0,4	0,6	0,6	1,0	1,1	←	–	–	–	→	1,1								
		max		0,3	0,9	1,9	←	–	→	1,9	2,2	2,2	2,3	2,5	2,5								
	Valvole a squadra	min	8	2,0	←	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	→	2,0					
		max		3,1	←	→	3,1	3,4	3,8	4,1	4,4	4,7	5,0	5,3	5,7	6,0	6,3	6,6					
	Valvole a sede inclinata	min	9	1,5	←	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	→	1,5						
		max		2,6	←	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	→	2,6						
	Valvole a flusso libero	min	10	0,6	←	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	→	0,6					
		max		1,6	←	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	→	1,6					
	Valvole a membrana	min	11	0,8	←	–	–	–	–	–	–	–	→	0,8									
		max		2,7	←	–	–	–	–	–	–	–	→	2,7									
Valvole di ritegno	Valvole di ritegno a sede diritta	min	12	3,0	←	–	–	–	–	–	–	–	–	→	3,0								
		max		6,0	←	–	–	–	–	–	–	–	–	→	6,0								
	Valvole di ritegno assiali	min	13	3,2	←	–	–	→	3,2	3,7	5,0	7,3	4,3	←	–	→	4,3						a partire da DN 125 allargate assialmente
		max		3,4	3,4	3,5	3,6	3,8	4,2	5,0	6,4	8,2	4,6	←	–	→	4,6						
	Valvole di ritegno a sede inclinata	min	14	2,5	2,4	2,2	2,1	2,0	1,9	1,7	1,6	1,5	←	–	–	→	1,5						
		max		3,0	←	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	→	3,0						
	Valvole di fondo	min	15						1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,4	0,4	(7,0)	(6,1)	(5,5)	(4,5)	(4,0)	( ) con disposizione a gruppi
		max							3,0	←	–	–	–	–	–	→	3,0						
	Valvole di ritegno a clapet	min	16	0,5	←	–	→	0,5	0,4	←	–	–	–	–	–	→	0,4	0,3	←	–	→	0,3	Clapet senza leva e contrappeso 2)
		max		3,0	←	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	→	3,0	
	Hydrostop v = 4 m/s		17						0,9			3,0		3,0	2,5	2,5	1,2	2,2					
	v = 3 m/s								1,8			4,0		4,5	4,0	4,0	1,8	3,4					
	v = 2 m/s								5,0			6,0		8,0	7,5	6,5	6,0	7,0					
	Filtri		18					2,8	←	–	–	–	–	–	–	→	2,8						allo stato pulito
	Crivelli		19					1,0	←	–	–	–	–	–	–	→	1,0						

1) Se il diametro più ristretto di intercettazione d_E è inferiore al diametro nominale DN di attacco, i coefficienti di perdita di carico devono essere aumentati di $(DN/d_E)^x$ con x = da 5 fino a 6.
2) Con apertura parziale (cioè a basse velocità del liquido) i coefficienti delle perdite di carico aumentano ai valori massimi. Se la velocità del liquido v (in m/s) aumenta, i coefficienti delle perdite di carico ζ si riducono secondo il rapporto ζ ≈ 3/v.
Per le forme costruttive vedi Fig. 13.

Tabella 6: Coefficienti di perdita di carico ζ in curve e pezzi a gomito

Curva	α	15°		30°		45°		60°		90°	
		Superficie liscia	ruvida	Superficie liscia	ruvida	Superficie liscia	ruvida	Superficie liscia	ruvida	Superficie liscia	ruvida
	ζ per R = 0	0,07	0,10	0,14	0,20	0,25	0,35	0,50	0,70	1,15	1,30
	ζ per R = d	0,03	–	0,07	–	0,14	0,34	0,19	0,46	0,21	0,51
	ζ per R = 2 d	0,03	–	0,06	–	0,09	0,19	0,12	0,26	0,14	0,30
	ζ per R ≥ 5 d	0,03	–	0,06	–	0,08	0,16	0,10	0,20	0,10	0,20
Gomiti saldati	Numero delle saldature circolari	–	–	–	–	2	–	3	–	3	–
	ζ	–	–	–	–	0,15	–	0,20	–	0,25	–

Nota: nel caso di pezzi di deviazione secondo Tabella 7 e di raccordi secondo Tabella 8 è necessario distinguere le **cadute di pressione irreversibili** (= riduzione di pressione)

$$p_v = \zeta \cdot \varrho \cdot v_1^2/2 \qquad (16)$$

con

p_v caduta di pressione in Pa
ζ coefficiente di perdita di carico
ϱ densità in kg/m³
v velocità di deflusso in m/s

dalle **variazioni di pressione reversibili** del flusso senza attrito, secondo l'equazione di BERNOULLI (vedi al Par. 3.2.1.1)

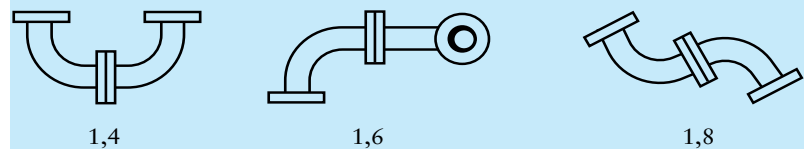
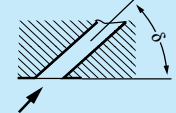
$$p_2 - p_1 = \varrho \cdot (v_1^2 - v_2^2)/2 \qquad (17)$$

Nel caso di accelerazioni del flusso (ad es. nei restringimenti del tubo) $p_2 - p_1$ è sempre negativo, nel caso di rallentamento del flusso (ad es. negli ampliamenti del tubo) $p_2 - p_1$ è sempre positivo. Se l'intera variazione della pressione viene calcolata come somma aritmetica di p_v e $p_2 - p_1$, le cadute di pressione calcolate in base all'equazione (16) devono essere sempre inserite come negative.

Tabella 7: Coefficienti di perdita di carico ζ nei pezzi sagomati

Curve e gomiti riuniti:

Se una curva a 90° viene unita ad altre per formare curve composte, come negli esempi seguenti, il suo coefficiente ζ non va raddoppiato, ma moltiplicato per i fattori indicati che consentono di calcolare la perdita di carico del pezzo composto.

1,4 1,6 1,8

Compensatori di dilatazione

Compensatori a tubo ondulato con/senza tubo diffusore ζ ≈ 0,3/2,0
Tubo liscio-curva a lira ζ ≈ 0,6 fino a 0,8
Tubo a soffietto-curva a lira ζ ≈ 1,3 fino a 1,6
Tubo ondulato-curva a lira ζ ≈ 3,2 fino a 4

Boccagli di ingresso

Angolo di ingresso						per δ = 75°	60°	45°
acuto	ζ ≈	0,5	3					
raccordato	ζ ≈	0,25	0,55	0,20	0,05	ζ ≈ 0,6	0,7	0,8

Boccagli di uscita

ζ ≈ 1 dopo un tronco diritto di tubazione sufficientemente lungo con una velocità quasi uniforme nella sezione di uscita
ζ ≈ 2 in caso di velocità molto irregolare del liquido, ad es. subito dopo gomiti, valvole ecc.

Seguito vedi a pagina seguente

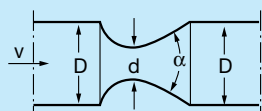
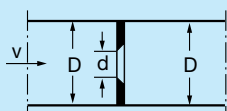
Tabella 8: Coefficienti di perdita di carico ζ nei pezzi di raccordo

Forma	I	II		III		IV

Forma		d/D	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
I		ζ ≈	0,56	0,41	0,26	0,13	0,04
II per	α = 8°	ζ ≈	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01
	α = 15°	ζ ≈	0,15	0,11	0,07	0,03	0,01
	α = 20°	ζ ≈	0,23	0,17	0,11	0,05	0,02
III		ζ ≈	4,80	2,01	0,88	0,34	0,11
IV per	20° < α < 40°	ζ ≈	0,21	0,10	0,05	0,02	0,01

Tabella 7, seguito

Misuratori di portata:

Tubo Venturi corto α = 30°

ζ è riferito alla velocità v con diametro D

Rapporto dei diametri d/D	= 0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80
Rapporto di apertura $m = (d/D)^2$	= 0,09	0,16	0,25	0,36	0,49	0,64
Tubo Venturi corto ζ ≈	21	6	2	0,7	0,3	0,2
Diaframma normaliz. ζ ≈	300	85	30	12	4,5	2

Contatori d'acqua (misuratori di volume) ζ ≈ 10
Nei contatori d'acqua per uso domestico, per il carico normale è stabilita una perdita di carico max. di 1 bar, perdita che praticamente non è mai inferiore.

Derivazioni (derivazioni aventi lo stesso diametro nominale)

Nota:
I coefficienti ζ_a di flusso derivato Q_a o ζ_d di portata defluente $Q_d = Q - Q_a$ sono riferiti alla velocità dell'intera portata Q sulla bocca. Questa definizione consente valori numerici negativi per ζ_a o ζ_d che indicano **guadagno di pressione** anziché **caduta di pressione;** da non confondere però con la variazione reversibile di pressione in base all'equazione di BERNOULLI, vedi nota relativa alle Tabelle 7 e 8.

Q_a/Q =		0,2	0,4	0 6	0,8	1
Q_d ← Q, Q_a	ζ_a ≈	−0,4	0,08	0,47	0,72	0,91
	ζ_d ≈	0,17	0,30	0,41	0,51	–
Q → Q_d, Q_a	ζ_a ≈	0,88	0,89	0,95	1,10	1,28
	ζ_d ≈	−0,08	−0,05	0,07	0,21	–
Q_d ← Q, 45°, Q_a	ζ_a ≈	−0,38	0	0,22	0,37	0,37
	ζ_d ≈	0,17	0,19	0,09	−0,17	–
Q → Q_d, 45°, Q_a	ζ_a ≈	0,68	0,50	0,38	0,35	0,48
	ζ_d ≈	−0,06	−0,04	0,07	0,20	–

Spesso, per calcolare le cadute di pressione nelle valvole, nel caso di convogliamento di acqua, invece del coefficiente di perdita di carico viene utilizzato il cosiddetto valore k_v:

$$p_v = (Q / k_v)^2 \cdot \varrho / 1000 \quad (18)$$

con
Q portata in m^3/h
ϱ densità dell'acqua in kg/m^3
p_v caduta di pressione in bar.

Il valore k_v (nell'unità m^3/h) è la portata in volume che, nel caso di acqua fredda, si stabilisce attraverso una valvola di intercettazione o di regolazione con una caduta di pressione p_v = 1 bar; questo valore fornisce quindi il rapporto fra la caduta di pressione p_v in bar e la portata in volume Q in m^3/h. Nella formula, k_v vale per l'apertura completa della valvola.

Conversione per acqua fredda:

$$\zeta \approx 16 \cdot d^4/k_v^2 \quad (19)$$

con
d diametro di riferimento (diametro nominale) della valvola in cm.

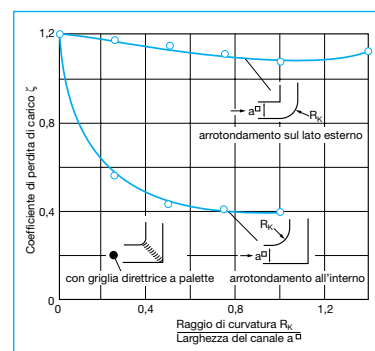



Fig. 14: Effetto sul coefficiente di perdita di carico ζ dell'arrotondamento sul lato concavo e su quello convesso di curve con sezione quadrata

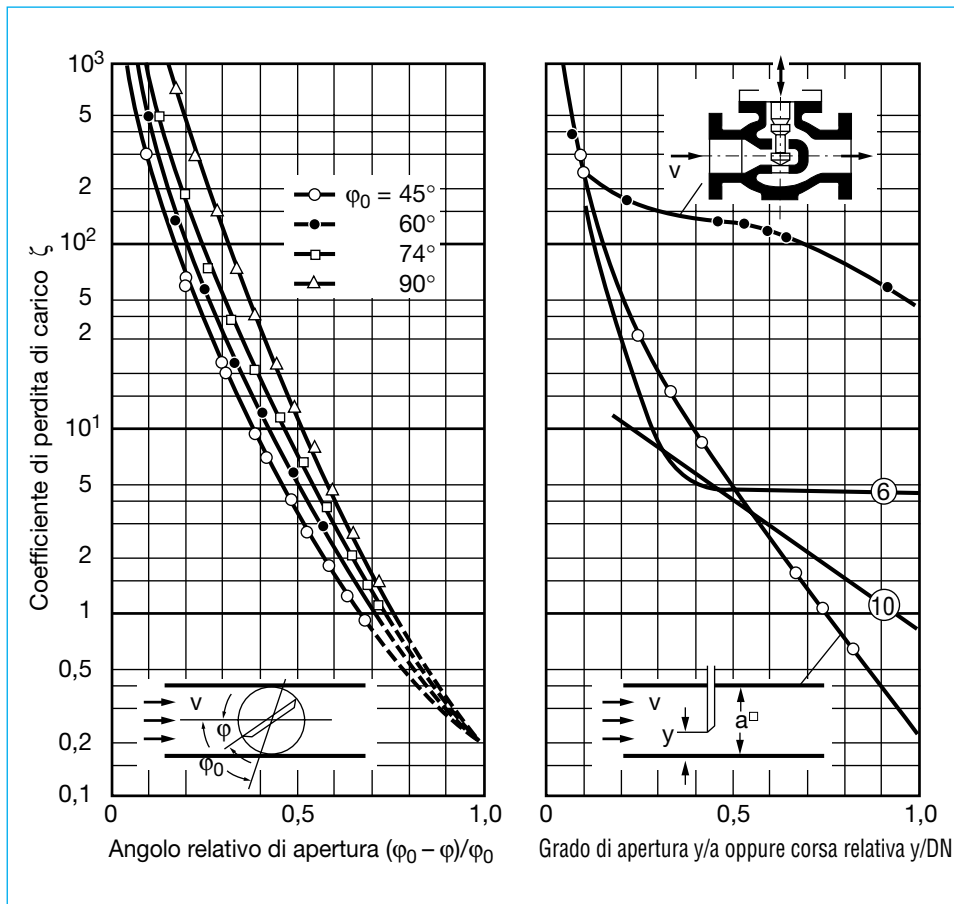



Fig. 15: Coefficiente di perdita di carico ζ di valvole a farfalla, valvole e saracinesche in funzione dell'angolo di apertura o del grado di apertura (i numeri di posizione contraddistinguono le forme costruttive secondo Fig. 13)

3.2.2 Curve caratteristiche dell'impianto

La curva caratteristica dell'impianto è la rappresentazione grafica della prevalenza H_A richiesta dall'impianto in funzione della portata Q ed è costituita da componenti statiche e dinamiche (Fig. 16).

Le componenti statiche sono formate dalle due parti indipendenti dalla portata, prevalenza geoetica H_{geo} e differenza delle altezze piezometriche $(p_a - p_e)/(\varrho \cdot g)$ fra le sezioni di entrata e di uscita dell'impianto.

La differenza delle altezze piezometriche non esiste se

Fig. 16: Curva caratteristica dell'impianto H_A con le componenti statica e dinamica

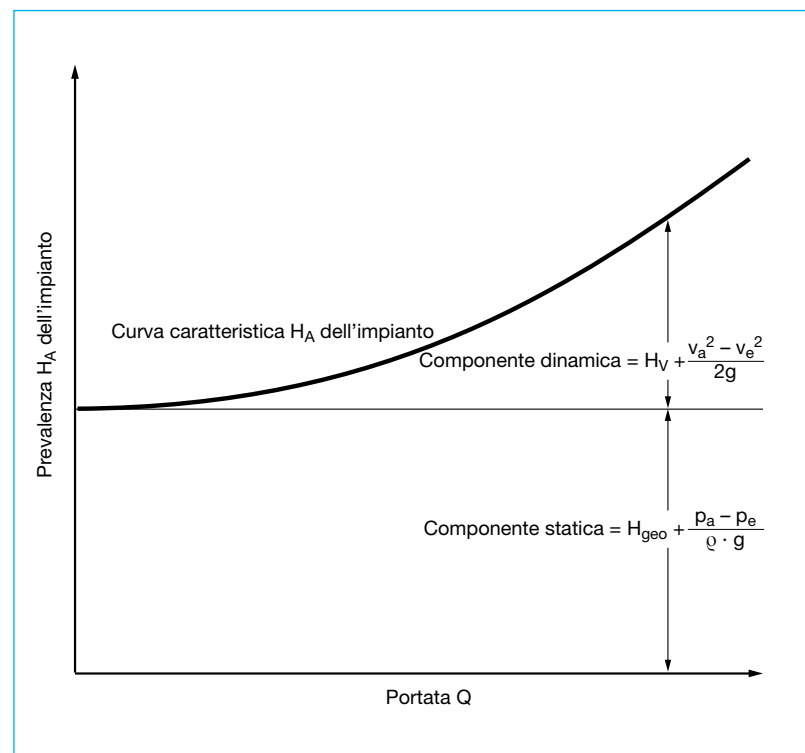
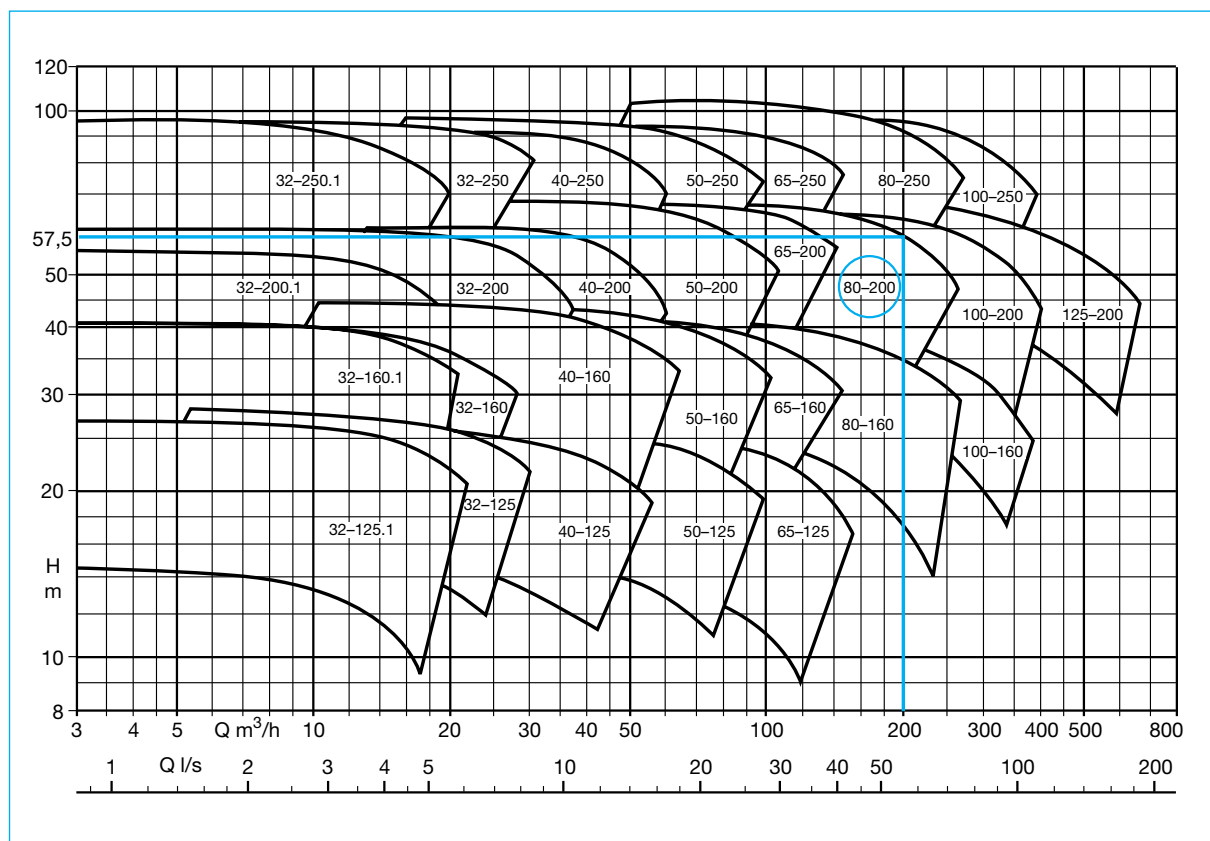



Fig. 17: : Campo caratteristico complessivo di una serie costruttiva di pompe con corpo a spirale a n = 2900 min^{-1}. (1° numero = diametro nominale della bocca premente, 2° numero = diametro nominale della girante)

entrambi i serbatoi sono aperti.

Le componenti dinamiche sono composte dalle perdite di carico H_v, che aumentano con legge quadratica al crescere della portata Q (vedi Par. 3.2.1.2), e dalla differenza delle altezze cinetiche $(v_a^2 - v_e^2)/2g$ fra le sezioni di entrata e di uscita dell'impianto. Per il calcolo di questa parabola sono sufficienti un punto a Q = 0 e un punto a Q >0.

Per tubazioni disposte in serie, le singole prevalenze calcolate H_{A1}, H_{A2} ecc. vengono riportate in funzione di Q e le singole prevalenze vengono sommate fra loro formando la curva dell'impianto $H_A = f(Q)$.

Nel caso di tubazioni ramificate, le curve caratteristiche dell'impianto H_{A1}, H_{A2} ecc. dei singoli tronchi di tubazione vengono calcolate separatamente a partire dalla diramazione (o sino al punto di diramazione) e riportate in funzione di Q; di tutti i tronchi di tubo in parallelo vengono sommate le singole portate Q_1, Q_2 ecc. per ogni prevalenza H_A formando la curva complessiva dell'impianto $H_A = f(Q)$. Le due sezioni prima e dopo il punto di diramazione devono essere riunite come per il collegamento in serie.

3.3 Selezione della pompa

3.3.1 Selezione idraulica

Si presuppone che i dati necessari per selezionare la grandezza della pompa, la portata Q e la prevalenza H del punto di esercizio desiderato siano noti in base alla curva caratteristica dell'impianto; la frequenza di rete è ugualmente prefissata. In base a questi dati, il campo caratteristico indicato nella documentazione di vendita (detto anche campo caratteristico complessivo, vedi Fig. 17 o 19) consente di selezionare la grandezza della pompa, la velocità di rotazione ed eventualmente il numero degli stadi z. Le ulteriori grandezze caratteristiche della pompa richiesta, come rendimento η, potenza assorbita P, $NPSH_{nec}$ (vedi Par. 3.5.2) e diametro di

Fig. 18: Serie di curve caratteristiche di una pompa centrifuga

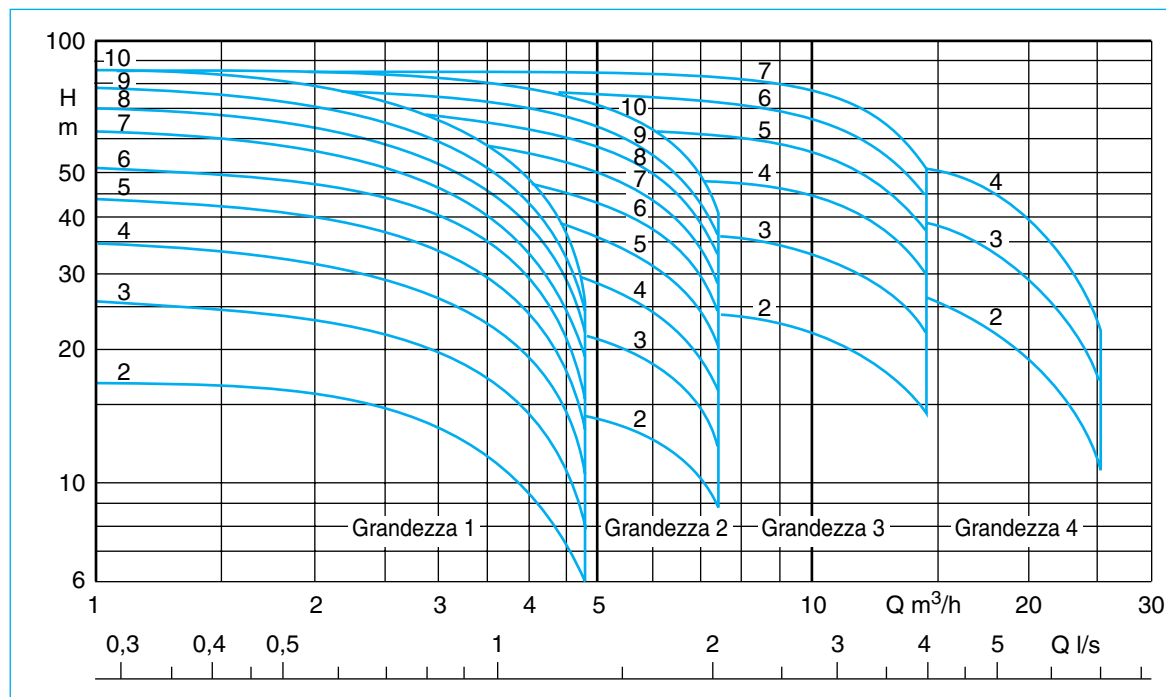
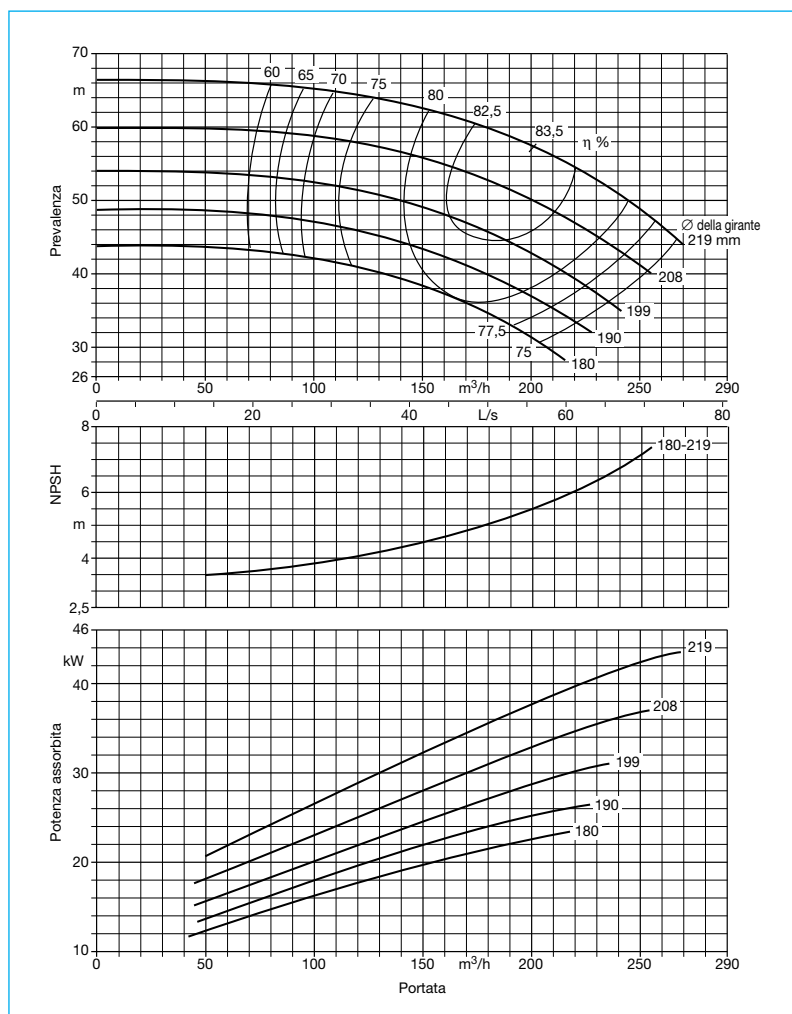



Fig. 19: Campo caratteristico complessivo di una serie costruttiva di pompe multistadio a n = 2900 min⁻¹

tornitura D_r si possono ricavare dalle singole curve caratteristiche corrispondenti (per es. vedi Fig. 18).

Se non esistono motivi specifici per una scelta differente, il punto di esercizio deve essere fissato in prossimità di Q_{opt} (= portata nel punto di miglior rendimento). I limiti di Q_{min} e Q_{max} (ad es. a causa del comportamento relativo alle vibrazioni, a causa di rumori nonché di forze radiali ed assiali) sono indicati nelle documentazioni specifiche di vendita della serie costruttiva oppure vengono comunicati a richiesta [1].

Infine si devono controllare le condizioni di NPSH secondo paragrafo 3.5.

Una pompa multistadio viene selezionata analogamente; quale informazione supplementare, il campo caratteristico contiene, oltre alle grandezze, anche il numero degli stadi (Fig. 19).

Nel caso di pompe collegate in serie le prevalenze H_1, H_2 ecc. delle singole curve caratteristiche (eventualmente dopo aver detratto le perdite di carico fra le pompe) **vengono sommate** per formare la curva caratteristica complessiva H = f(Q).

Nel caso di pompe in parallelo le singole curve caratteristiche H_1, H_2 ecc. = f(Q) vengono anzitutto ridotte delle singole perdite di carico H_{v1}, H_{v2} ecc. fino al punto di incrocio (calcolo di Hv in conformità al Parg. 3.2.1.2) e poi riportate in funzione di Q; quindi, le **portate Q** delle singole curve caratteristiche ridotte vengono **sommate** per formare la curva caratteristica complessiva di una pompa "virtuale" che nel punto di intersezione lavora con la curva caratteristica H_A dell'impianto restante.

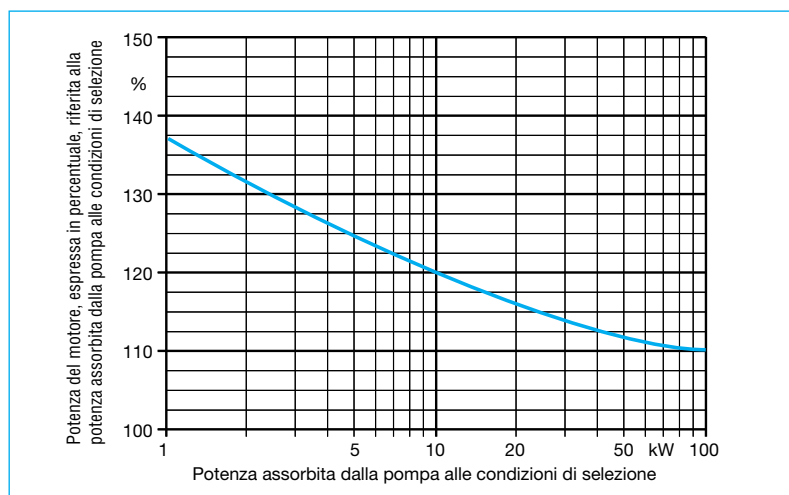



Fig. 20: Potenza del motore in funzione della potenza di selezione della pompa nel punto di esercizio. Esempio secondo ISO 9905, 5199 e 9908 (Class I, II e III)

3.3.2 Selezione meccanica

La pompa deve essere selezionata, oltre che idraulicamente, anche meccanicamente. Si deve considerare ad esempio

- l'influsso della pressione massima della pompa e della temperatura del liquido convogliato su determinati limiti di impiego,
- la scelta della tenuta dell'albero più adeguata e l'eventuale necessità di raffreddamento,
- il controllo di possibili vibrazioni ed emissione di rumori,
- la selezione del materiale in termini di corrosione e resistenza al logorio, tenendo conto delle esigenze di resistenza e dei limiti di temperatura.

Queste ed altri requisiti simili sono spesso settori o specifiche del cliente e devono essere trattate consultando la documentazione del prodotto [1] o il reparto specializzato.

3.3.3 Scelta del motore elettrico

3.3.3.1 Determinazione della potenza del motore

Nel funzionamento delle pompe centrifughe si deve tenere conto delle variazioni della velocità nominale di rotazione e della portata e, conseguentemente, anche di variazioni del punto di funzionamento (vedi Parg. 3.4.1) che, specialmente con curve caratteristiche ripide (vedi figure 5 e 6), possono eventualmente provocare un aumento della potenza P assorbita dalla pompa rispetto ai dati iniziali. Pertanto, nel determinare la potenza del motore si deve tenere conto dei margini di sicurezza prescritti dal committente o da normative tecniche (vedi Fig. 20). Le maggiorazioni prescritte da determinate istituzioni sono indicate nella documentazione della serie costruttiva [1] o nelle specifiche del cliente.

Nel caso di processi di regolazione con risparmio di energia (ad es. regolazione della velocità di rotazione) si deve tenere conto delle possibili punte di potenza.

Se una pompa viene selezionata per un liquido avente densità inferiore a quella dell'acqua, è necessario fare riferimento alla densità dell'acqua per determinare la potenza (ad es. al collaudo in sala prove).

I rendimenti tipici e i fattori di potenza cos φ dei motori normalizzati IP 54 a 50 Hz sono indicati nella Fig. 21, l'andamento del rendimento e del fattore di potenza cos φ in funzione del carico relativo del motore P/P_N è rappresentato nella Fig. 22.

Nella tabella 9 sono indicati i tipi di protezione previsti per motori elettrici contro contatto, corpi estranei e acqua.

Il particolare riscaldamento a cui sono soggetti i motori elettrici e i giunti elastici all'avviamento, oltre al logorio precoce degli interruttori di protezione, limitano la frequenza degli avviamenti. In mancanza di altre indicazioni, i **valori indicativi per il numero massimo di avviamenti ammissibile** sono riportati nella tabella 10.

Le elettropompe sommergibili (Figure 1j fino a 1m) sono gruppi completi i cui motori non devono essere selezionati in modo speciale [7]. I dati elettrici risultano dalla descrizione della serie costruttiva. Il motore internamente è pieno d'aria e può funzionare immerso nell'acqua, soprattutto grazie ad una doppia tenuta dell'albero con sbarramento di olio di paraffina.

Tabella 9: Tipi di protezione per motori elettrici secondo EN 60 529 e DIN/VDE 0530 T.5 per la protezione contro contatto, contro corpi estranei ed acqua.

La protezione del corpo viene indicata con IP-Code nel modo seguente:
Codice delle lettere (International Protection) — IP
Primo indice (indici da 0 fino a 6 oppure X in mancanza di indicazioni) — X
Secondo indice (indici da 0 fino a 6 oppure X in mancanza di indicazioni) — X
In alternativa lettere A, B, C, D e H, M, S, W per esecuzioni speciali

Significato degli indici:		Significato per la protezione del mezzo contro l'ingresso di corpi solidi estranei	Significato per la protezione delle persone contro l'accesso a parti pericolose con
Prima posiz.	0	(nessuna protezione)	(nessuna protezione)
	1	>50 mm di diametro	dorso delle mani
	2	>12,5 mm di diametro	dita
	3	>2,5 mm di diametro	utensili
	4	>1,0 mm di diametro	fili
	5	protetto contro la polvere	fili
	6	stagno alla polvere	fili
		contro l'ingresso di acqua con effetti dannosi	
Seconda posiz.	0	(nessuna protezione)	
	1	gocciolamento verticale	
	2	gocciolamento (con inclinazione di 15°)	
	3	nebulizzazione (con inclinazione 60°)	
	4	spruzzatura (da tutte le direzioni)	
	5	getti d'acqua	
	6	forti getti d'acqua (simili ad onde marine)	
	7	immersione temporanea	
	8	immersione prolungata	

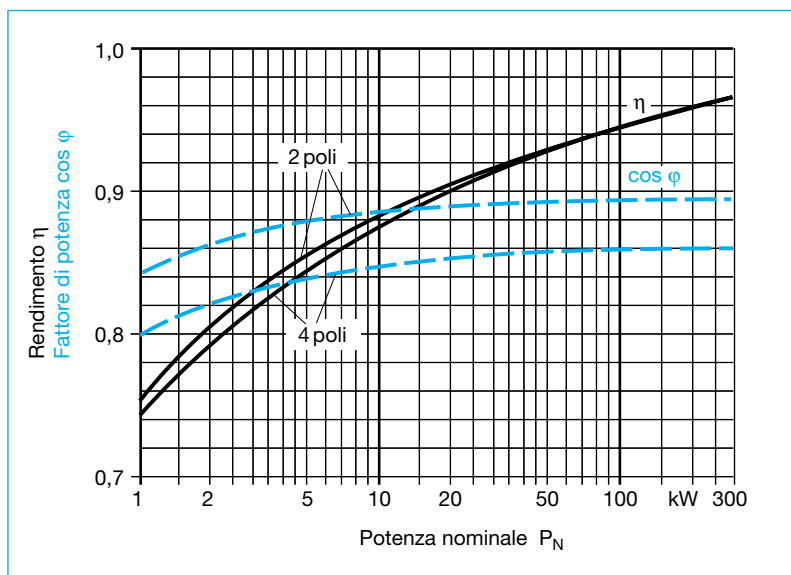



Fig. 21: Rendimenti tipici η e fattori di potenza cos φ di motori normalizzati IP 54 a 50 Hz in funzione della loro potenza nominale P_N

Tabella 10: Numero di avviamenti orari ammissibile per motori elettrici

Installazione del motore	a secco	immerso (motori sommergibili)
Motori fino a 4 kW	15	30
Motori fino a 7,5 kW	15	30
Motori fino a 11 kW	12	10
Motori fino a 30 kW	12	10
Motori oltre 30 kW	≤10	10

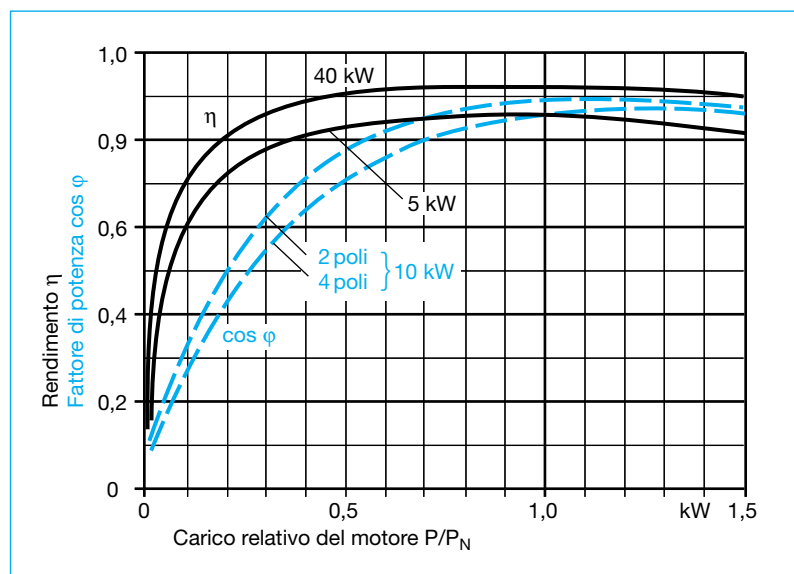



Fig. 22: Andamento del rendimento η e del fattore di potenza cos φ di motori normalizzati IP 54 in funzione del carico relativo del motore P/P_N

3.3.3.2 Motori per pompe senza tenuta d'albero

Per il convogliamento di liquidi aggressivi, tossici, facilmente evaporabili o costosi, soprattutto nel settore chimico e petrolchimico, vengono spesso impiegate pompe senza tenuta dell'albero, vale a dire pompe a trascinamento magnetico (Fig. 1 i) e pompe con motore a rotore immerso (Fig. 1 n ed o). Le pompe a trascinamento magnetico funzionano con un campo magnetico primario che ruota esternamente al corpo ermeticamente chiuso trascinando sincronicamente un campo magnetico secondario posto all'interno del corpo [12]. Il campo primario viene accoppiato ad un normale motore di comando installato a secco. Le giranti delle pompe con motore a rotore immerso, invece, sono calettate direttamente sull'albero del motore. Il rotore, quindi, gira immerso nel liquido, ma l'avvolgimento dello statore è protetto mediante un setto di separazione [7].

I gruppi di pompaggio senza tenuta dell'albero vengono generalmente selezionati con l'ausilio di programmi di offerta elaborati elettronicamente, per i quali si devono osservare i seguenti aspetti:

- Il rotore gira immerso nel liquido convogliato, la cui viscosità cinematica *ν* (Paragrafo 4.1) deve essere nota perché influisce sulle perdite di carico e, di conseguenza, sulla potenza del motore.
- I setti metallici di separazione (ad es. 2.4610) provocano perdite dovute alle correnti parassite che richiedono un aumento della potenza del motore; i setti non metallici nelle pompe a trascinamento magnetico invece non provocano perdite.
- La pressione di evaporazione del liquido convogliato deve essere nota per poter evitare danni ai cuscinetti in caso di funzionamento a secco dovuto all'evaporazione del liquido. Si consiglia l'impiego di dispositivi di controllo contro il funzionamento a secco.
- Caratteristiche particolari del liquido, come il contenuto di corpi solidi, la tendenza a solidificarsi o a polimerizzare, e la formazione di incrostazioni o di patine devono essere note per poter selezionare le pompe.

Anche le elettropompe sommerse (soprattutto per l'approvvigionamento idrico da pozzi) sono gruppi completamente montati i cui motori non richiedono un dimensionamento particolare (Fig. 1p). In queste pompe il rotore e l'avvolgimento sono bagnati dall'acqua [7]. I dati elettrici e la loro frequenza di avviamenti risultano dalla descrizione della serie costruttiva [1].

3.3.3.3 Comportamento all'avviamento

La coppia torcente T_P, trasmessa dal giunto dell'albero è direttamente collegata con la potenza P e la velocità di rotazione n. Questa coppia torcente all'avviamento della pompa centrifuga ha una andamento quasi parabolico (rappresentato nella Fig. 23) in funzione della velocità di rotazione [10]. La coppia torcente offerta dal motore asincrono invece deve essere maggiore, affinché il rotore possa essere accelerato fino al numero di giri di esercizio. La coppia torcente del motore ha, con la tensione, un effetto

Tabella 11: Metodi di avviamento di motori asincroni

Metodo di avviamento	Tipo	Assorbimento di corrente (carico della rete)	Tempo di avviamento	Riscaldamento del motore all'avviamento	Sollecitazione meccanica	Sollecitazione idraulica	Rapporto di costi	Tipi di motori consigliati	Note
Avviamento diretto	Teleruttore (meccanico)	4–8 · I_N	ca. 0,5–5 s	forte	molto forte	molto forte	1	tutti	da parte di EVU per lo più ≤ 4 kW
Avviamento stella-triangolo	Combinazione di teleruttori (meccanico)	$^1/_3$ del valore dell'avviamento diretto	ca. 3–10 s	forte	molto forte	molto forte	1,5–3	tutti; nel caso di motori a rotore immerso e di motori sommersi al momento della commutazione si ha una forte diminuzione della velocità di rotaz.	richiesto da EVU con motori > 4kW
Avviamento a tensione parzializzata	Trasformatore d'avviamento per lo più con derivazione al 70%	0,49 x valore dell'avviamento diretto	ca. 3–10 s	forte	forte	forte	5–15	tutti	Alla commutazione nessuna fase senza corrente. (Impiego favorevole ad un avviamento dolce in diminuzione)
Avviamento dolce	Softstarter (elettronico di potenza)	liberamente regolabile: di solito 3 · I_N	ca. 10–20 s	forte	bassa	bassa	5–15	tutti	Avviamento e arresto regolabili in continuo mediante stadi, in base allo stato di carico: nessun colpo d'ariete
Avviamento con variazione della frequenza	Convertitore di frequenza (elettronico di potenza)	1 · I_N	0–60 s	bassa	bassa	bassa	ca. 30	tutti	Troppo costoso per le sole fasi di avviamento e arresto. Più adatto per funzionamento a comando diretto o con regolazzione

diretto sull'intensità della corrente assorbita dal motore e quest'ultima, a sua volta, sul riscaldamento dell'avvolgimento del motore; pertanto è necessario evitare un riscaldamento inammissibile del motore [2] (vedi anche Tab.11) prevedendo una limitazione del tempo di avviamento e/o dell'intensità di corrente:

Nel caso di **avviamento diretto** (l'intera tensione di rete insiste immediatamente sul motore ancora fermo) l'intera coppia di spunto è immediatamente disponibile e il gruppo raggiunge in breve la velocità di rotazione d'esercizio. Anche se per il motore questo avviamento è più favorevole, la corrente d'avviamento salita da 4 fino a 8 volte la corrente nominale sovraccarica la rete, specialmente con grandi motori, e può provocare sfavorevoli cadute di tensione agli apparecchi adiacenti. Nelle reti pubbliche a bassa tensione (400 V) si devono osservare le disposizioni della società di erogazione elettrica relative all'avviamento diretto di motori con potenze a partire da 5,5 kW. Se la rete non consente l'avviamento diretto, il motore può essere avviato a tensioni ridotte ricorrendo ad uno dei metodi seguenti.

L'**avviamento stella-triangolo** è il metodo più usato e più economico per ridurre la corrente d'avviamento. A questo scopo il motore in esercizio deve essere collegato a triangolo, cosicché gli avvolgimenti del motore vengono collegati alla rete (ad es. 400 V). Poiché in fase di avviamento gli avvolgimenti vengono collegati a stella, la tensione agli avvolgimenti viene ridotta rispetto alla tensione di rete con il fattore 0,58. Ciò riduce la corrente d'avviamento e la coppia di spunto ad un terzo del valore previsto con l'avviamento diretto, con la conseguenza che il processo di avviamento è più lungo. Il motore collegato a stella accelera superando la coppia massima all'avviamento nel punto B' (Fig. 23). A questo punto avviene la commutazione a triangolo e il motore accelera ulteriormente fino a raggiungere il numero di giri nominale. Durante il tempo di

commutazione, pari a circa 0,1 s, il motore rimane senza corrente e la velocità di rotazione diminuisce. Nei gruppi con un basso momento di inerzia (motori con rotore immerso e motori sommersi) la caduta della velocità può essere tale che, dopo la commutazione a triangolo, la corrente di avviamento, pressoché invariata, fluisce nuovamente come nell'avviamento diretto.

Con un **trasformatore di avviamento** si riduce anche la tensione agli avvolgimenti del motore anche se, a differenza del collegamento stella-triangolo, il grado di riduzione si può scegliere. Ad es. con derivazione a 70% del trasformatore, la coppia di spunto e la corrente di rete scendono a 49% dei valori con avviamento diretto. Questo sistema è vantaggioso anche perché durante la commutazione non si verificano assenze di corrente.

Con un **dispositivo di soft start** la tensione agli avvolgimenti del motore viene variata elettronicamente con continuità secondo il principio Dimmer. Ciò consente di regolare il tempo e la corrente di avviamento nell'ambito dei limiti di funzionamento ammissibili per il motore (calore dissipato in seguito ad attriti). In questo caso si devono osservare anche limiti specifici per la frequenza degli avviamenti (contrariamente alla tabella 10) [1].

Impiegando un **convertitore di frequenza** (di norma per funzionamento a comando diretto e per funzionamento con regolazione) si può realizzare un avviamento graduale senza dispendio supplementare. A questo scopo la frequenza e la tensione di uscita del convertitore (vedi Par. 3.4.3) variano in continuo, da un valore minimo al valore desiderato. La corrente nominale del motore non viene superata.

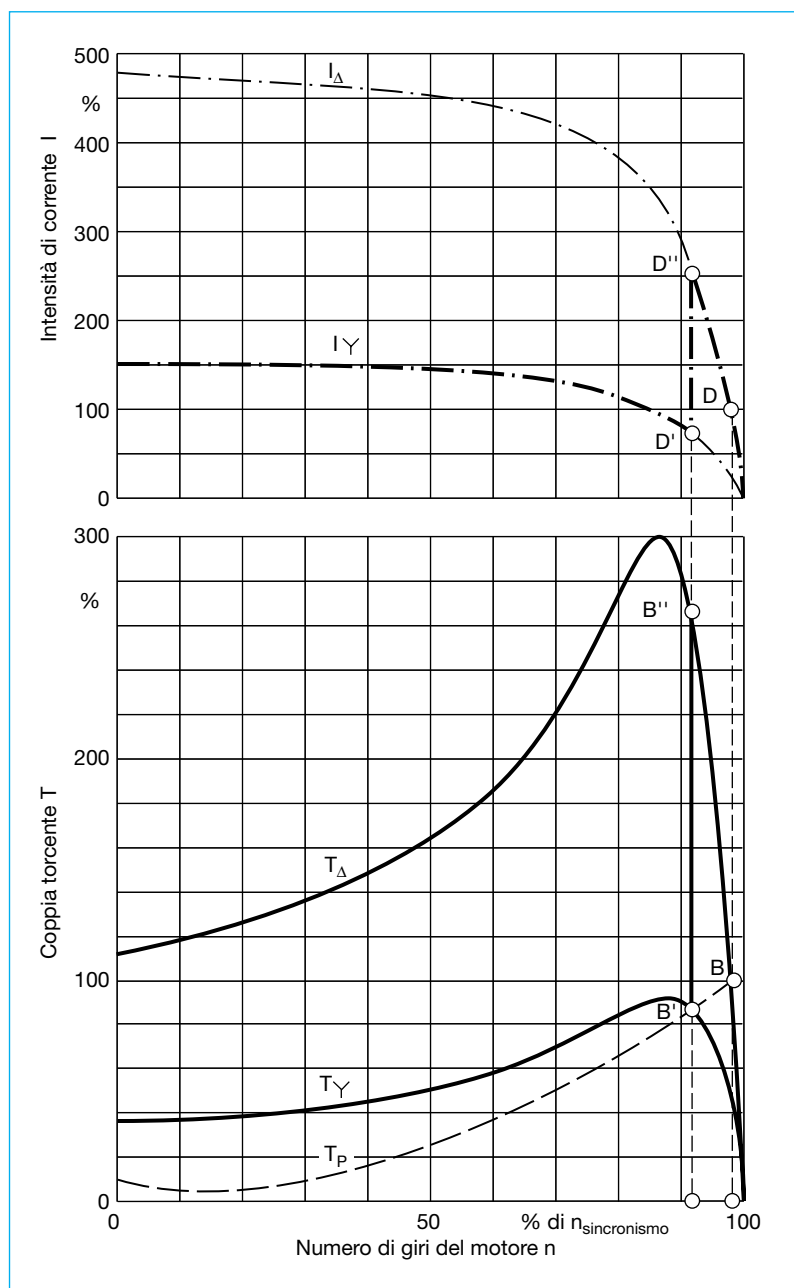



Fig. 23: Curva di avviamento per corrente I e coppia torcente T di rotori in cortocircuito, nel caso di avviamento stella-triangolo.
(Y = collegamento a stella; Δ = collegamento a triangolo; P = pompa)

3.4 Stato di funzionamento e regolazione [4], [6], [8]

3.4.1 Punto di funzionamento

Durante il funzionamento di una pompa centrifuga il punto di esercizio risulta dall'intersezione della curva caratteristica della pompa (vedi Par. 3.1.6) con la curva caratteristica dell'impianto (vedi Par. 3.2.2). Questo permette di determinare la portata Q e la prevalenza H. Una variazione del punto di funzionamento richiede la variazione della curva caratteristica dell'impianto o della curva della pompa.

Se il liquido convogliato è acqua, la **curva caratteristica dell'impianto** può essere modificata solo:

- variando le resistenze al flusso (ad es. cambiando il grado di apertura di un organo di strozzamento, mediante l'inserzione di un diaframma forato o di una tubazione di by-pass, mediante modifica delle tubazioni o in seguito ad incrostazione delle stesse), oppure
- variando la prevalenza statica (ad es. con una differente altezza del livello dell'acqua o della pressione nel serbatoio).

La curva caratteristica di una pompa può essere modificata:

- cambiando la velocità di rotazione (vedi Par. 3.4.3),
- inserendo una pompa in parallelo o in serie (vedi Par. 3.4.4 e 3.4.5),
- nelle pompe con giranti radiali variandone il diametro esterno (vedi Par. 3.4.6),
- nelle pompe con giranti semiassiali (giranti elicoidali) mediante il collegamento o la preimpostazione di raddrizzatori di flusso (vedi Par. 3.4.8),
- nelle pompe ad elica cambiando l'angolo di regolazione della pale dell'elica (vedi Par. 3.4.9).

Nota: Gli effetti che questi provvedimenti avranno sulla variazione delle curve caratteristiche si possono prevedere solo con un funzionamento esente da cavitazione (vedi Par. 3.5).

3.4.2 Regolazione della portata mediante strozzamento

La variazione della portata Q mediante una valvola di strozzamento è il metodo più semplice sia per una singola regolazione che per una regolazione in continuo in quanto richiede un investimento minimo. Nello stesso tempo è la soluzione più favorevole dal punto di vista energetico perché trasforma l'energia del flusso in energia termica.

La Fig. 24 indica questo procedimento: aumentando intenzionalmente la resistenza

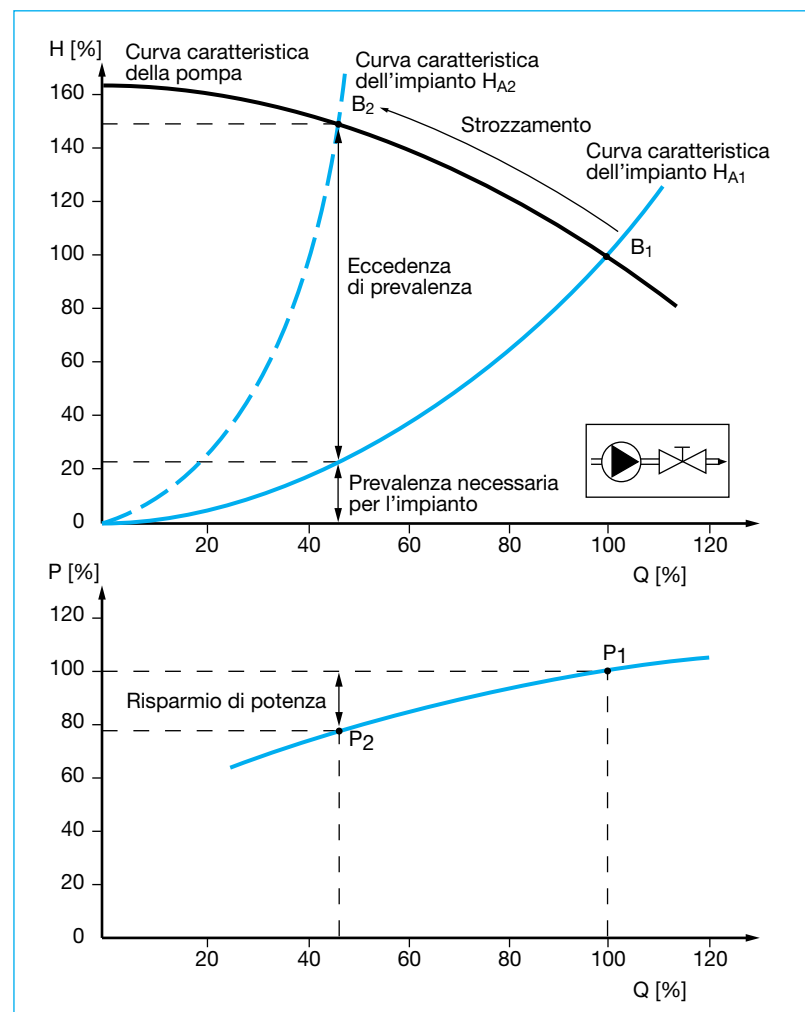



Fig. 24: Variazione del punto di funzionamento e risparmio di potenza strozzando pompe con curva di potenza in aumento

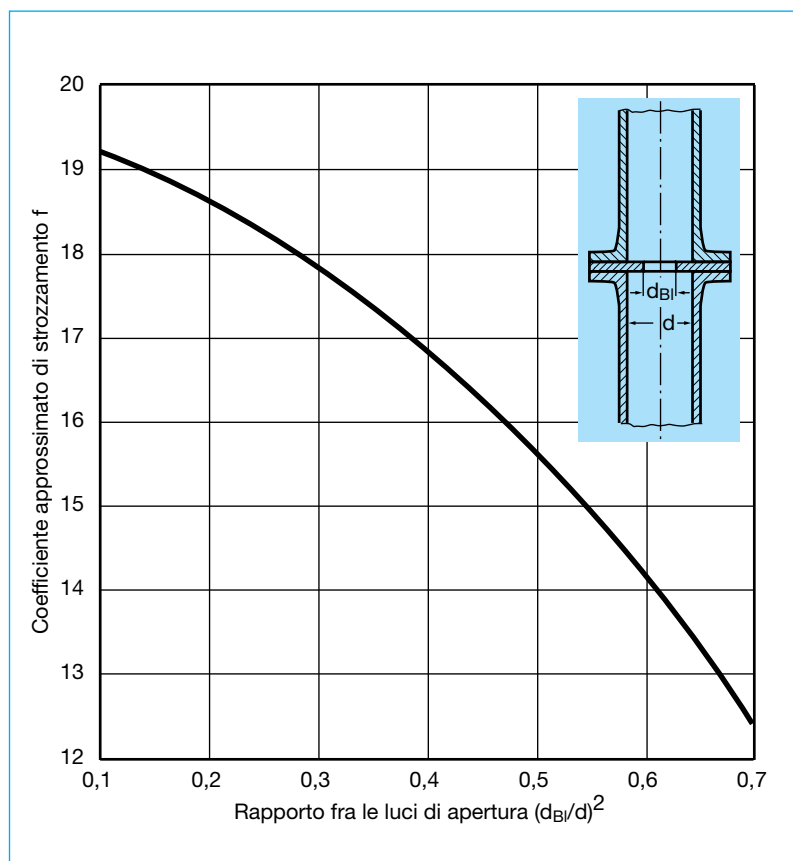



Fig. 25: Diaframma forato e relativi coefficienti di strozzamento f

dell'impianto (ad es. strozzando una valvola sul lato premente della pompa), la curva dell'impianto H_{A1} diventa più ripida e si sposta in H_{A2}. Se la velocità di rotazione della pompa è costante, il punto di funzionamento B_1 si sposta in B_2 sulla curva caratteristica della pompa verso una portata inferiore. A questo punto la pompa genera una prevalenza superiore a quella necessaria per l'impianto; questa eccedenza di prevalenza viene abbattuta nella valvola strozzata, nella quale l'energia idraulica viene trasformata irreversibilmente in energia termica ed asportata dal flusso. Questa perdita è accettabile se il campo di regolazione è piccolo oppure se la regolazione è sporadica. La potenza risparmiata è rappresentata nella parte inferiore e – rispetto alla grande eccedenza di prevalenza - è relativamente modesta. Lo stesso vale per l'inserimento nella tubazione premente di un diaframma forato a spigoli vivi, ancora accettabile con piccole potenze o brevi intervalli di funzionamento. Per il calcolo del diametro richiesto d_{Bl} del foro del diaframma si parte dalla differenza di prevalenza ΔH ottenuto mediante la strozzatura in base all'equazione

$$d_{Bl} = f \cdot \sqrt{Q/\sqrt{g \cdot \Delta H}} \qquad \textbf{(20)}$$

con

d_{Bl} diametro del foro del diaframma in mm

f coefficiente di strozzamento secondo Fig. 25

Q portata in m^3/h

g accelerazione di gravità 9,81 m/s^2

ΔH differenza della prevalenza H in m, da ottenere mediante la strozzatura.

Poiché il rapporto delle luci di apertura $(d_{Bl}/d)^2$ deve prima essere stimato, questo metodo di calcolo richiede una ripetizione del procedimento (è opportuno rappresentare graficamente il diametro del foro calcolato in funzione del diametro stimato d_{Bl}, cosicché dopo due ripetizioni del calcolo si può interpolare con precisione, vedi l'esempio di calcolo 8.20).

3.4.3 Regolazione della portata mediante variazione della velocità di rotazione

Una pompa centrifuga a diverse velocità di rotazione n ha diverse curve caratteristiche collegate l'una con l'altra secondo la legge delle similitudini (legge delle affinità). Se alla velocità di rotazione n_1 sono note le curve caratteristiche H e P in funzione della portata Q, in base alle seguenti equazioni si calcolano tutti i punti delle curve caratteristiche alla velocità di rotazione n_2 :

$$Q_2 = Q_1 \cdot n_2/n_1 \qquad \textbf{(21)}$$

$$H_2 = H_1 \cdot (n_2/n_1)^2 \qquad \textbf{(22)}$$

$$P_2 = P_1 \cdot (n_2/n_1)^3 \qquad \textbf{(23)}$$

L'equazione (23) vale solo se il rendimento η non diminuisce con la velocità di rotazione in diminuzione. Variando la velocità di rotazione si sposta anche il punto di funzionamento (vedi

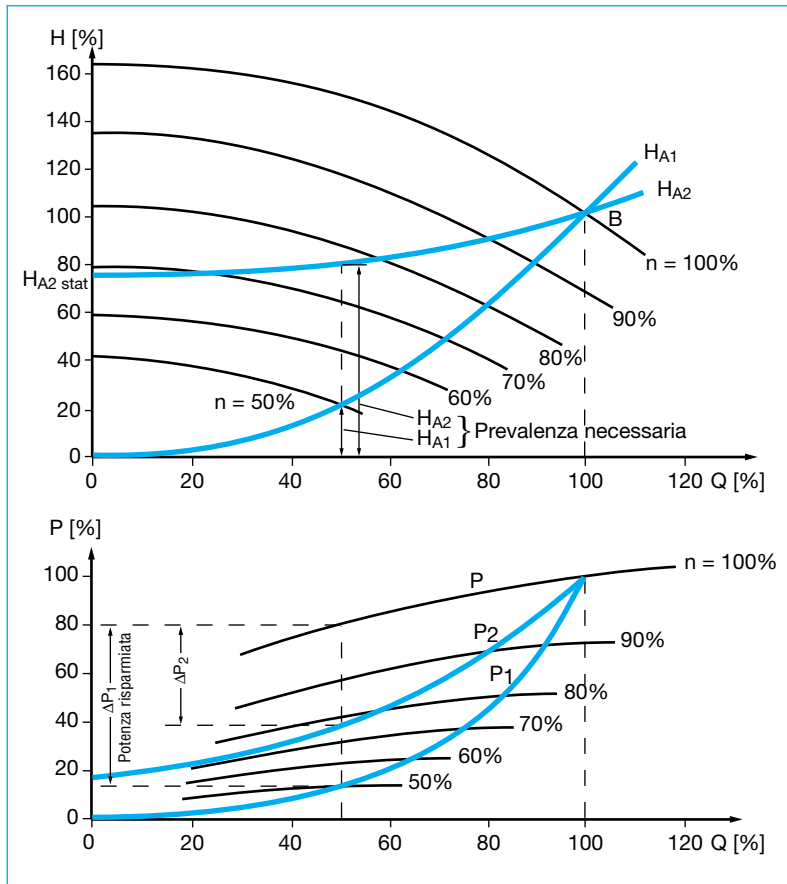



Fig. 26: Funzionamento di una pompa a velocità di rotazione variabile con diverse curve caratteristiche dell'impianto H_{A1} ed H_{A2}. (Potenza risparmiata ΔP_1 e ΔP_2 a mezzo carico rispetto allo strozzamento)

Par. 3.4.1). La Fig. 26 mostra le curve QH per diverse velocità di rotazione, ognuna delle quali ha un punto di intersezione con la curva caratteristica H_{A1} dell'impianto. Se la velocità di rotazione viene ridotta il punto di funzionamento B si sposta lungo questa curva caratteristica dell'impianto verso portate inferiori.

Se la curva caratteristica dell'impianto è una parabola che parte dall'origine degli assi, come nell'esempio H_{A1}, dimezzando la velocità di rotazione secondo l'equazione 22 la prevalenza H si riduce a un quarto, la potenza P di comando, secondo l'equazione 23, si riduce ad un ottavo del valore iniziale. La parte inferiore della figura 26 mostra la misura del risparmio ΔP_1 rispetto allo strozzamento.

Se invece la curva caratteristica dell'impianto (nell'esempio H_{A2}) è un parabola con una grande prevalenza statica $H_{A2\ stat}$, è necessario assicurarsi che diminuendo la velocità di rotazione la curva non abbia più un punto di intersezione con la curva caratteristica della pompa, e quindi nemmeno un punto di funzionamento. Il campo inferiore di variazione della velocità di rotazione diventa inutile e si può evitare. In questo caso i possibili risparmi di potenza ΔP_2 alla stessa portata sono inferiori a quelli con la curva caratteristica H_{A1} dell'impianto, come mostra la parte inferiore del diagramma [4]. Il guadagno di potenza rispetto allo strozzamento è minore quanto maggiore è la prevalenza statica $H_{A\ stat}$ (quindi quanto minore la prevalenza dinamica $H_{A\ din}$). Eventuali variazioni della velocità di rotazione comportano di solito variazioni della frequenza, di cui si deve tenere conto durante la selezione del motore di comando. Il costo non è basso, ma si può ammortizzare rapidamente se le pompe funzionano frequentemente e se, con $H_{A\ stat}$, vengono regolate spesso a carico parzializzato [8]. Questo vale soprattutto per le pompe installate in impianti di riscaldamento.

3.4.4 Funzionamento in parallelo di pompe centrifughe

Se la portata Q necessaria per l'impianto nel punto di esercizio non si può ottenere con una sola pompa è possibile far partire due o più pompe in parallelo che, con le valvole di ritegno, convogliano nella tubazione premente (Fig. 27). Il funzionamento in parallelo è più semplice se le pompe hanno la stessa prevalenza H_0 a portata zero, un fatto certo se le pompe sono identiche. Se invece le prevalenze H_0 a portata zero non sono uguali fra di loro, la prevalenza minima a portata zero riportata sulla curva caratteristica Q/H comune indica la portata minima Q_{min} al disotto della quale il funzionamento in parallelo non è ammesso perché in questo

campo la valvola di ritegno della pompa con la minore H_0 viene chiusa dalla prevalenza più alta delle altre pompe.

Durante il funzionamento in parallelo si deve provvedere affinché, dopo l'arresto di una delle due pompe uguali (Fig. 27), la portata $Q_{singola}$ della pompa ancora in funzione non si riduca alla metà di $Q_{parallelo}$, ma rimanga superiore alla metà. Questa pompa eventualmente si porta subito in sovraccarico nel punto di funzionamento $B_{singola}$, un elemento di cui si deve tenere conto nel controllo di NPSH (vedi Par. 3.5) e della potenza del comando (vedi Par. 3.1.3). Il motivo di questo comportamento è dovuto all'andamento parabolico della curva caratteristica H_A dell'impianto. Per lo stesso motivo, se si inserisce una seconda pompa uguale la portata $Q_{singola}$ della pompa già in funzione non raddoppia, ma aumenta meno del doppio, ossia

$$Q_{parallelo} < 2 \cdot Q_{singola} \quad (24)$$

All'arresto o all'inserimento dell'altra pompa questo effetto è più accentuato quanto più ripida è la curva dell'impianto o quanto più piatta la curva caratteristica della pompa. Finché entrambe le pompe I e II funzionano, la portata complessiva $Q_{parallelo}$ è sempre la somma di Q_I e Q_{II} (vedi Fig. 27 e 28), cioé

$$Q_{parallelo} = Q_I + Q_{II} \quad (25)$$

Per il calcolo delle curve caratteristiche per funzionamento in parallelo vedi 3.3.1.

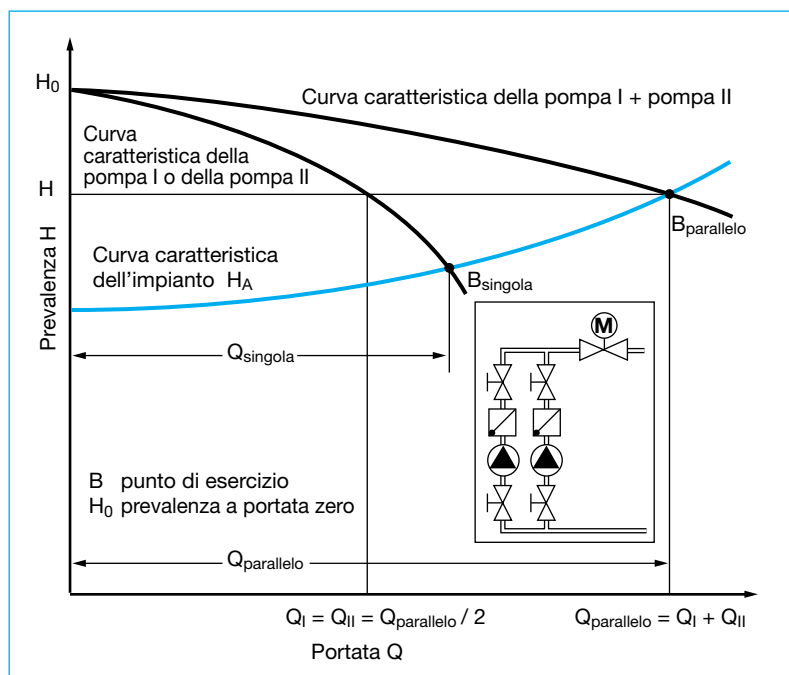



Fig. 27: Funzionamento in parallelo di due pompe centrifughe uguali con curva caratteristica stabile

L'inserimento o l'arresto di singole pompe in parallelo permette un risparmio di energia, ma solo una regolazione graduale della portata. Per la regolazione continua una delle pompe deve prevedere una regolazione della velocità di rotazione; altrimenti la tubazione premente deve essere equipaggiata con una valvola di strozzamento [4].

Se le pompe centrifughe con velocità di rotazione fissa e curva caratteristica instabile (vedi Fig. 7 al Parg. 3.1.6) devono funzionare in parallelo, l'inserimento di una pompa può essere problematico se la prevalenza H_1 della pompa in funzione è maggiore della prevalenza nel punto zero H_0 (questa è la prevalenza a $Q = 0$) della pompa che deve partire in un secondo tempo; quest'ultima quindi non è in grado di superare la contropressione che grava sulla sua valvola di ritegno (Fig. 28, curva caratteristica dell'impianto H_{A1}). Le pompe con curva caratteristica instabile non sono adatte per un funzionamento a carico parzializzato. (Con una curva caratteristica dell'impianto H_{A2} più bassa la pompa potrebbe essere inserita senza difficoltà perché la prevalenza in esercizio H_2 della pompa in funzione è inferiore alla prevalenza nel punto zero H_0 della pompa che deve essere inserita).

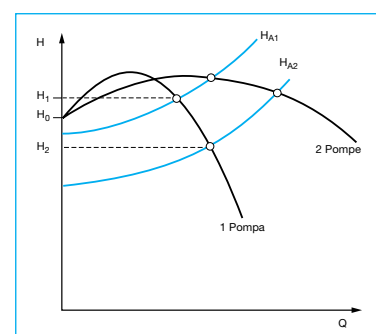



Fig. 28: Funzionamento in parallelo di due pompe centrifughe uguali con curva caratteristica instabile

3.4.5 Funzionamento in serie (Collegamento in serie)

Nel funzionamento in serie le pompe sono collegate fra di loro, in sequenza, cosicché le prevalenze delle singole pompe si sommano a portata uguale. Contemporaneamente, si deve considerare che la pressione finale della prima pompa è la pressione che grava sull'ingresso della pompa seguente, e questo aspetto deve essere considerato durante il dimensionamento della tenuta dell'albero e della resistenza del corpo. Per rispondere a questa necessità (escludendo il convogliamento idraulico di sostanze solide, vedi capitolo 6) si ricorre a pompe multistadio con le quali non si pone il problema della tenuta dell'albero.

3.4.6 Tornitura delle giranti

Se le prestazioni di un pompa centrifuga radiale o semiassiale devono essere ridotte **ad una velocità di rotazione costante** è necessario ridurre il diametro esterno della girante; la riduzione massima del diametro deve essere limitata in modo che, guardando in senso radiale, le pale riescano a sovrapporsi. Nei fogli delle curve caratteristiche (Fig. 18) le curve delle pompe, normalmente, sono rappresentate per più diametri di tornitura D (in mm).

Giranti in materiali duri, impiegate per il convogliamento idraulico di corpi solidi, in lamiera di acciaio inossidabile, giranti monopala (Fig. 43) e giranti a stella e periferiche (Fig. 4) **non** possono essere tornite (lo stesso dicasi per la limatura delle pale della girante secondo Parg. 3.4.7). Nelle pompe multistadio di solito vengono tornite solo le pale e non le pareti laterali delle giranti; in questo caso si parla di riduzione sulle pale e non di tornitura. Nel caso di una pompa centrifuga multistadio, invece di ridurre le giranti sulle pale si può eventualmente estrarre la girante e la direttrice di uno stadio e sostituirle con il cosiddetto stadio cieco (si tratta di due bussole cilindriche concentriche per la guida del flusso). Giranti con uscita non cilindrica vengono tornite o ridotte sulle pale come indicato nei fogli delle curve caratteristiche (vedi Fig. 29).

Se il diametro deve essere leggermente ridotto, lo si può calcolare con una formula approssimata. Un calcolo esatto non è possibile perché la tornitura delle giranti non può più garantire la similitudine geometrica degli angoli delle pale e le larghezze di uscita.

Per il rapporto fra Q, H e il (eventualmente medio) diametro esterno D della girante vale la seguente formula approssimata (indice $_t$ = condizione prima della riduzione del diametro esterno della girante, indice $_r$ = condizione dopo la riduzione):

$$(D_t/D_r)^2 \approx Q_t/Q_r \approx H_t/H_r \quad (26)$$

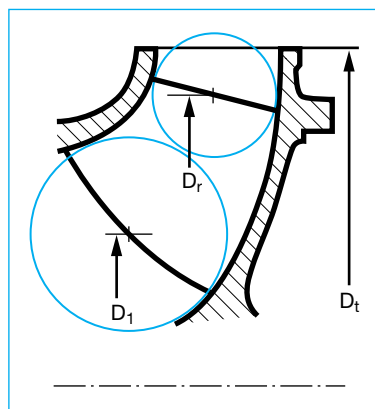



Fig. 29: Profilo di riduzione sulle pale di una girante con uscita semiassiale

dalla quale, per determinare il diametro (medio) di tornitura, risulta:

$$D_r \approx D_t \cdot \sqrt{(Q_r/Q_t)} \approx D_t \cdot \sqrt{(H_r/H_t)} \quad (27)$$

I dati necessari per stabilire il diametro di tornitura si possono determinare secondo la Fig. 30. Nel diagramma Q/H (con divisione lineare) si traccia, attraverso il nuovo punto di esercizio B_r , una retta che parte dall'origine degli assi (attenzione nel caso di curve caratteristiche con punto zero non indicato sul diagramma) e che interseca in B_t la curva caratteristica disponibile per il diametro pieno D_t della girante. In questo modo si ottiene la coppia di valori per Q ed H con indici t ed r che, con l'equazione (27), forniscono il diametro approssimativo di tornitura D_r.

Il procedimento secondo ISO 9906 è più preciso, ma anche più complesso per via dell'inserimento del diametro (medio) D_1 dello spigolo di ingresso della girante (indice $_1$), valido per $n_q < 79$ e fino ad una riduzione del diametro < 5% finché l'angolo delle pale e la larghezza della girante rimangono costanti. Poi vale (con diciture secondo figure 29 e 30):

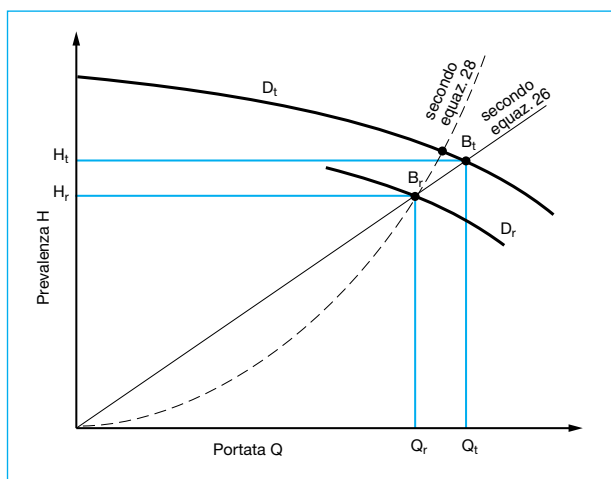



Fig. 30: Determinazione del diametro di tornitura D_r

$$(D_r^2 - D_1^2)/(D_t^2 - D_1^2) = H_r/H_t = (Q_r/Q_t)^2 \quad (28)$$

Una soluzione è possibile solo se D_1 è noto e se attraverso il punto di esercizio ridotto B_r (con H_r e Q_r) non passa una retta come nella Fig. 30, ma una parabola $H \sim Q^2$ che interseca in un altro punto B_t (con differenti H_t e Q_t) la curva Q/H valida per D_t.

3.4.7 Limatura delle pale della girante

Un aumento limitato e costante della prevalenza della pompa nel punto migliore (fino a 4 - 6%) si può ottenere, con giranti radiali, limando le pale curvate sul retro, ossia affilando le estremità delle pale sul lato convesso (Fig. 31); la prevalenza a Q = 0 rimane invariata. Questo metodo è adatto per un ultimo miglioramento.

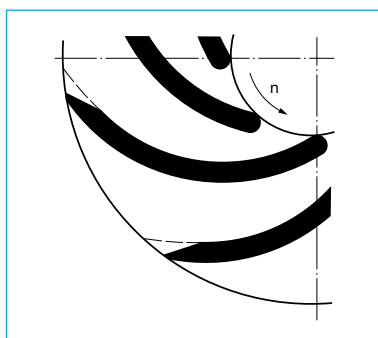



Fig. 31: Limatura delle pale di una girante radiale

3.4.8 Regolazione della portata mediante raddrizzatori di flusso

Nelle pompe tubolari con girante semiassiale (elicoidali) si può influire sulla curva caratteristica mediante un raddrizzamento del fluido affluente alla girante. I raddrizzatori di flusso spesso vengono impiegati come elementi costruttivi per la regolazione della portata.
I diagrammi delle curve caratteristiche rappresentano la curva stessa e indicano la posizione dei raddrizzatori (Fig. 32).

3.4.9 Regolazione/variazione della portata mediante variazione dell’angolo delle pale

Le curve caratteristiche delle pompe ad elica possono essere modificate regolando l’angolo

Fig. 32: Campo caratteristico di una pompa centrifuga con raddrizzatori di flusso, n_q = 160

delle pale dell'elica. Questa regolazione può essere fissa (pale avvitate a fondo) oppure la portata può essere regolata durante il funzionamento con un dispositivo di regolazione delle pale. I fogli delle curve caratteristiche indicano gli angoli di regolazione per ogni curva caratteristica (Fig. 33).

Fig. 33: Campo caratteristico di una pompa assiale con regolazione delle pale, $n_q \approx 200$

3.4.10 Regolazione della portata mediante bypass

La curva caratteristica dell'impianto può diventare più ripida mediante lo strozzamento di una valvola oppure più piatta aprendo un bypass nella tubazione premente (vedi Fig. 34). In questo caso il punto di funzionamento si sposta da B_1 verso B_2 dove la portata è maggiore; la portata regolabile del bypass può essere riportata nel serbatoio di aspirazione, quindi non viene utilizzata. Questo tipo di regolazione della portata è giustificata, da un punto di vista energetico, solo se la curva della potenza cade con l'aumentare della portata, ad esempio ($P_1 > P_2$) con elevati numeri di giri specifici (giranti elicoidali o a elica). In questo campo il raddrizzamento o la regolazione dell'inclinazione delle pale dell'elica rappresentano soluzioni ancora più economiche. Il costo per bypass e valvola di regolazione non è basso [4]. Questo metodo è adatto anche per proteggere le pompe contro il funzionamento in campi parzializzati non ammissibili (vedi limiti di funzionamento nelle figure 5 e 6c nonché 32 e 33).

Fig. 34: Curve caratteristiche e punti di funzionamento di una pompa con curva cadente della potenza, con regolazione della portata mediante bypass (in una pompa con girante radiale la curva caratteristica della potenza andrebbe aumentando verso destra e questo tipo di regolazione provocherebbe un aumento della potenza vedi Fig. 5)

3.5 Condizioni di aspirazione e di afflusso sotto battente

(NPSH = Net Positive Suction Head)

3.5.1 Valore NPSH dell’impianto ($NPSH_{disp}$ = NPSH disponibile)

Il valore $NPSH_{disp}$ è la differenza di pressione esistente fra la pressione totale sulla mezzeria della bocca di entrata della pompa e la tensione di vapore p_D (detta anche pressione di saturazione) misurata in m come differenza delle altezze piezometriche. Questo valore può essere un parametro di misura per il pericolo di evaporazione in questo punto e viene determinato solo con i dati dell’impianto e del liquido convogliato. La Tabella 12 e la Fig. 35 rappresentano le tensioni di vapore dell’acqua e di altri liquidi in funzione della temperatura.

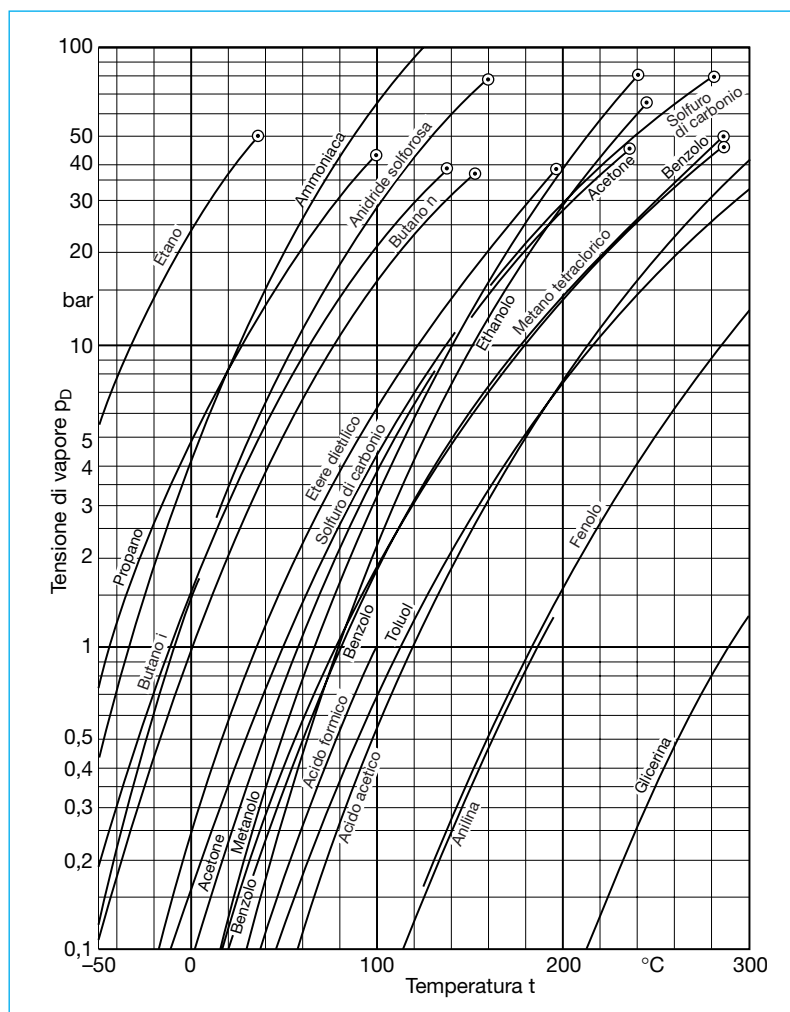



Fig. 35: Tensione di vapore p_D di diversi liquidi in funzione della temperatura t (rappresentazione ingrandita vedi a Pag. 88)

Tabella 12: Tensione di vapore p_D, densità ϱ e viscosità cinematica ν dell'acqua in funzione della temperatura t.

t °C	p_D bar	ϱ kg/dm³	ν mm²/s
0	0,00611	0,9998	1,792
1	0,00656	0,9999	
2	0,00705	0,9999	
3	0,00757	1,0000	
4	0,00812	1,0000	
5	0,00872	1,0000	
6	0,00935	0,9999	
7	0,01001	0,9999	
8	0,01072	0,9998	
9	0,01146	0,9997	
10	0,01227	0,9996	1,307
11	0,01311	0,9995	
12	0,01401	0,9994	
13	0,01496	0,9993	
14	0,01597	0,9992	
15	0,01703	0,9990	
16	0,01816	0,9988	
17	0,01936	0,9987	
18	0,02062	0,9985	
19	0,02196	0,9984	
20	0,02337	0,9982	1,004
21	0,02485	0,9979	
22	0,02642	0,9977	
23	0,02808	0,9975	
24	0,02982	0,9972	
25	0,03167	0,9970	
26	0,03360	0,9967	
27	0,03564	0,9964	
28	0,03779	0,9961	
29	0,04004	0,9958	
30	0,04241	0,9956	0,801
31	0,04491	0,9952	
32	0,04753	0,9949	
33	0,05029	0,9946	
34	0,05318	0,9942	
35	0,05622	0,9939	
36	0,05940	0,9935	
37	0,06274	0,9932	
38	0,06624	0,9929	
39	0,06991	0,9926	
40	0,07375	0,9922	0,658
41	0,07777	0,9918	
42	0,08198	0,9914	
43	0,08639	0,9910	
44	0,09100	0,9906	
45	0,09582	0,9902	
46	0,10085	0,9898	
47	0,10612	0,9893	
48	0,11162	0,9889	
49	0,11736	0,9885	
50	0,12335	0,9880	0,553
51	0,12960	0,9877	
52	0,13613	0,9872	
53	0,14293	0,9867	
54	0,15002	0,9862	
55	0,15741	0,9857	
56	0,16509	0,9852	
57	0,17312	0,9847	
58	0,18146	0,9843	
59	0,19015	0,9837	
60	0,19920	0,9832	0,474

t °C	p_D bar	ϱ kg/dm³	ν mm²/s
61	0,2086	0,9826	
62	0,2184	0,9821	
63	0,2285	0,9816	
64	0,2391	0,9811	
65	0,2501	0,9805	
66	0,2614	0,9800	
67	0,2733	0,9794	
68	0,2856	0,9788	
69	0,2983	0,9783	
70	0,3116	0,9777	0,413
71	0,3253	0,9771	
72	0,3396	0,9766	
73	0,3543	0,9760	
74	0,3696	0,9754	
75	0,3855	0,9748	
76	0,4019	0,9743	
77	0,4189	0,9737	
78	0,4365	0,9730	
79	0,4547	0,9725	
80	0,4736	0,9718	0,365
81	0,4931	0,9713	
82	0,5133	0,9706	
83	0,5342	0,9699	
84	0,5557	0,9694	
85	0,5780	0,9687	
86	0,6010	0,9681	
87	0,6249	0,9674	
88	0,6495	0,9667	
89	0,6749	0,9660	
90	0,7011	0,9653	0,326
91	0,7281	0,9647	
92	0,7561	0,9640	
93	0,7849	0,9633	
94	0,8146	0,9626	
95	0,8452	0,9619	
96	0,8769	0,9612	
97	0,9095	0,9604	
98	0,9430	0,9598	
99	0,9776	0,9590	
100	1,0132	0,9583	0,295
102	1,0878	0,9568	
104	1,1668	0,9555	
106	1,2504	0,9540	
108	1,3390	0,9526	
110	1,4327	0,9510	
112	1,5316	0,9496	
114	1,6361	0,9480	
116	1,7465	0,9464	
118	1,8628	0,9448	
120	1,9854	0,9431	0,2460
122	2,1144	0,9415	
124	2,2503	0,9398	
126	2,3932	0,9382	
128	2,5434	0,9365	
130	2,7011	0,9348	
132	2,8668	0,9332	
134	3,0410	0,9314	
136	3,2224	0,9296	
138	3,4137	0,9279	
140	3,614	0,9261	0,2160

t °C	p_D bar	ϱ kg/dm³	ν mm²/s
145	4,155	0,9217	
150	4,760	0,9169	
155	5,433	0,9122	
160	6,180	0,9074	0,1890
165	7,008	0,9024	
170	7,920	0,8973	
175	8,925	0,8921	
180	10,027	0,8869	0,1697
185	11,234	0,8814	
190	12,553	0,8760	
195	13,989	0,8703	
200	15,550	0,8647	0,1579
205	17,245	0,8587	
210	19,080	0,8528	
215	21,062	0,8466	
220	23,202	0,8403	0,1488
225	25,504	0,8340	
230	27,979	0,8273	
235	30,635	0,8206	
240	33,480	0,8136	0,1420
245	36,524	0,8065	
250	39,776	0,7992	
255	43,247	0,7918	
260	46,944	0,7840	0,1339
265	50,877	0,7759	
270	55,055	0,7679	
275	59,487	0,7594	
280	64,194	0,7507	0,1279
285	69,176	0,7416	
290	74,452	0,7323	
295	80,022	0,7227	
300	85,916	0,7125	0,1249
305	92,133	0,7018	
310	98,694	0,6906	
315	105,61	0,6793	
320	112,90	0,6671	0,1236
325	120,57	0,6540	
330	128,64	0,6402	
340	146,08	0,6094	0,1245
350	165,37	0,5724	
360	186,74	0,5244	0,126
370	210,53	0,4484	
374,2	225,6	0,326	0,149

Densità ϱ dell'acqua di mare
ϱ = 1,030 ÷ 1,040 kg/dm³

3.5.1.1
$NPSH_{disp}$ con funzionamento in aspirazione

Nel funzionamento in aspirazione (Fig. 8) la pompa si trova al di sopra del pelo libero del liquido lato aspirante. Il valore di $NPSH_{disp}$ può essere calcolato come segue, in base ai dati delle condizioni rilevate nel serbatoio di aspirazione (indice e) (vedi Fig. 36):

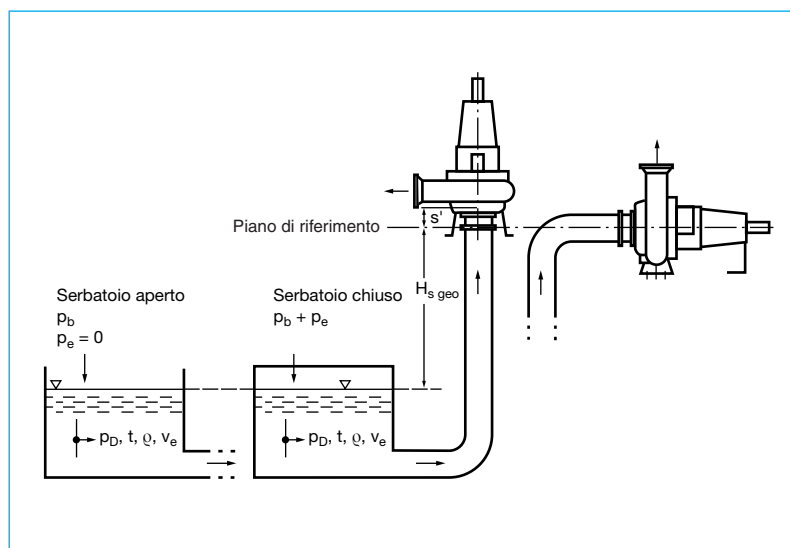



Fig. 36: Determinazione di $NPSH_{disp}$ con funzionamento in aspirazione per una pompa installata orizzontalmente o verticalmente

$$NPSH_{disp} = (p_e + p_b - p_D)/(\varrho \cdot g) + v_e^2/2g - H_{v,s} - H_{s\,geo} \pm s' \quad \textbf{(29)}$$

con

- p_e sovrapressione nel serbatoio di aspirazione in N/m^2
- p_b pressione atmosferica in N/m^2 (Tabella 13: osservare l'influsso dell'altezza
- p_D tensione di vapore in N/m^2 (nella Tabella 12 pressione assoluta)
- ϱ densità in kg/m^3
- g accelerazione di gravità 9,81 m/s^2
- v_e velocità del fluido nel serbatoio di aspirazione in m/s
- $H_{v,s}$ perdita di carico nella tubazione aspirante in m
- $H_{s\,geo}$ dislivello fra il livello del liquido nel serbatoio di aspirazione e la mezzeria della bocca aspirante della pompa in m
- s' differenza di altezza fra la mezzeria della bocca aspirante della pompa e la mezzeria di ingresso della girante, in m.

Tabella 13: Influsso dell'altezza topografica sopra il livello del mare sui valori medi annuali della pressione atmosferica e alla temperatura di ebollizione corrispondente (1 mbar = 100 Pa)

Altezza sul livello del mare m	Pressione atmosferica p_b mbar	Temperatura di ebollizione °C
0	1013	100
200	989	99
500	955	98
1000	899	97
2000	795	93
4000	616	87
6000	472	81

Premesso che si tratti di acqua fredda e di un serbatoio aperto (Fig. 36 a sinistra) a livello del mare, questa formula si semplifica (con le unità suddette) con sufficiente precisione in

$$NPSH_{disp} = 10 - H_{v,s} - H_{sgeo} \pm s' \quad (30)$$

La correzione con *s'* è necessaria solo se la mezzeria di ingresso della girante (determinante per il rischio di cavitazione) non si trova alla stessa altezza della mezzeria della bocca aspirante (= piano di riferimento). Secondo la Fig. 36 nella pompa di sinistra $H_{s\,geo}$ deve essere "allungata" con *s'* (vale a dire gli stessi segni di $H_{s\,geo}$ ed s'). Se *s'* non fosse nota, sarebbe sufficiente una stima in base al disegno di ingombro della pompa.

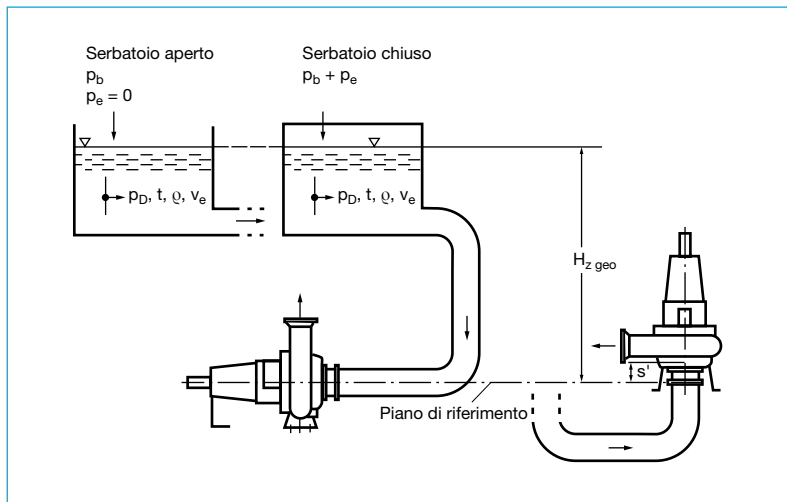



Fig. 37: Determinazione di $NPSH_{disp}$ con funzionamento sotto battente per una pompa installata orizzontalmente e verticalmente

3.5.1.2 $NPSH_{disp}$ con funzionamento sotto battente

Con funzionamento sotto battente (Fig. 9) la pompa, a differenza di quanto indicato nel par. 3.5.1.1, si trova al di sotto del pelo libero del liquido. Le equazioni (29) e (30) si modificano, con + $H_{z\,geo}$ al posto di - $H_{s\,geo}$, in

$$NPSH_{disp} = (p_e + p_b - p_D)/(\varrho \cdot g) + v_e^2/2g - H_{v,s} + H_{z\,geo} \pm s' \quad \textbf{(31)}$$

con
$H_{z\,geo}$ dislivello fra il pelo libero del liquido nel serbatoio di carico e la mezzeria della bocca aspirante della pompa, in m.

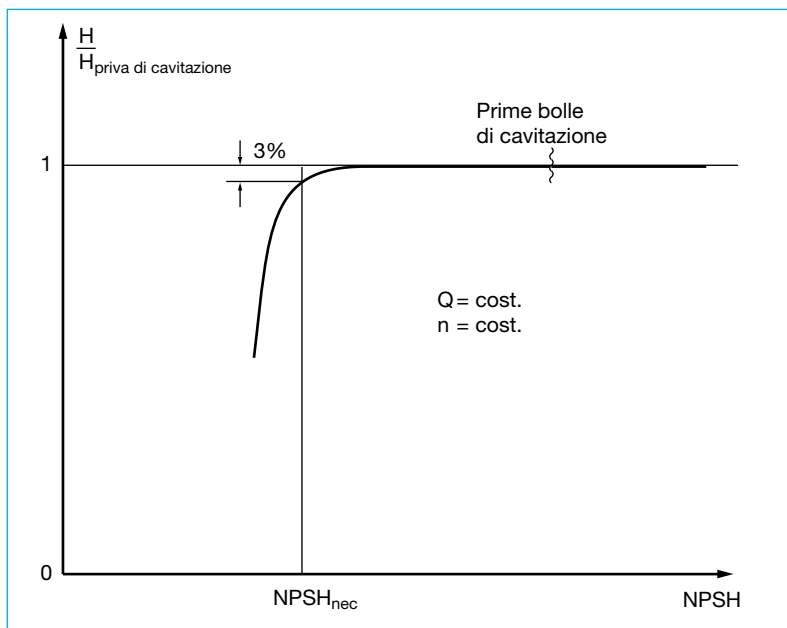



Fig. 38: Determinazione sperimentale di $NPSH_{nec}$ per il criterio $\Delta H = 0{,}03\ H_{priva\ di\ cavitazione}$

Con acqua fredda e serbatoio aperto (Fig. 37 a sinistra) a livello del mare, anche questa formula si semplifica con le unità suddette (con sufficiente precisione) in

$$NPSH_{disp} = 10 - H_{v,s} + H_{z\,geo} \pm s' \quad (32)$$

Le osservazioni relative a *s’* sono valide secondo il par. 3.5.1.1.

3.5.2 Valore NPSH della pompa $NPSH_{nec}$

Con la diminuzione della pressione nella pompa si formano le prime bolle di cavitazione già molto prima che reagiscano le caratteristiche idrauliche della pompa. Per motivi economici si deve in pratica accettare la comparizione di minime bolle di cavitazione. Comunque, con determinati criteri, si può stabilire la misura ammissibile per il fenomeno di cavitazione. Spesso viene ammessa una caduta del 3% della prevalenza della pompa come conseguenza della cavitazione. La Fig. 38 mostra il procedimento necessario per determinare il valore: con portata e velocità di rotazione costanti, l’$NPSH_{disp}$ dell’impianto sperimentale viene ridotto finché la prevalenza della pompa si riduce del 3%. Per la limitazione della cavitazione si può anche ricorrere all’aumento del livello di rumorosità dovuto alla cavitazione, all’asportazione di materiale oppure ad una determinata caduta del rendimento della pompa. Se non

si vuole superare questa condizione è necessario un valore minimo di NPSH espresso in m nelle curve di $NPSH_{nec}$ sotto le curve caratteristiche Q/H (vedi Fig. 18). Il piano di riferimento è la mezzeria dell'ingresso della girante (Fig. 39) che, nelle pompe verticali, può differire dal piano di riferimento dell'impianto della quota *s'* (vedi Fig. 36 e 37).

Quindi, per non superare il valore ammissibile della cavitazione deve essere:

$$NPSH_{disp} > NPSH_{nec} \quad (33)$$

La Fig. 40 mostra graficamente questa condizione nel punto di intersezione di $NPSH_{disp}$ con $NPSH_{nec}$. Se questo presupposto non viene osservato, la prevalenza cade rapidamente a destra del punto di intersezione (con portata in aumento) e forma i "rami di interruzione". Un lungo periodo di funzionamento in queste condizioni danneggia la pompa.

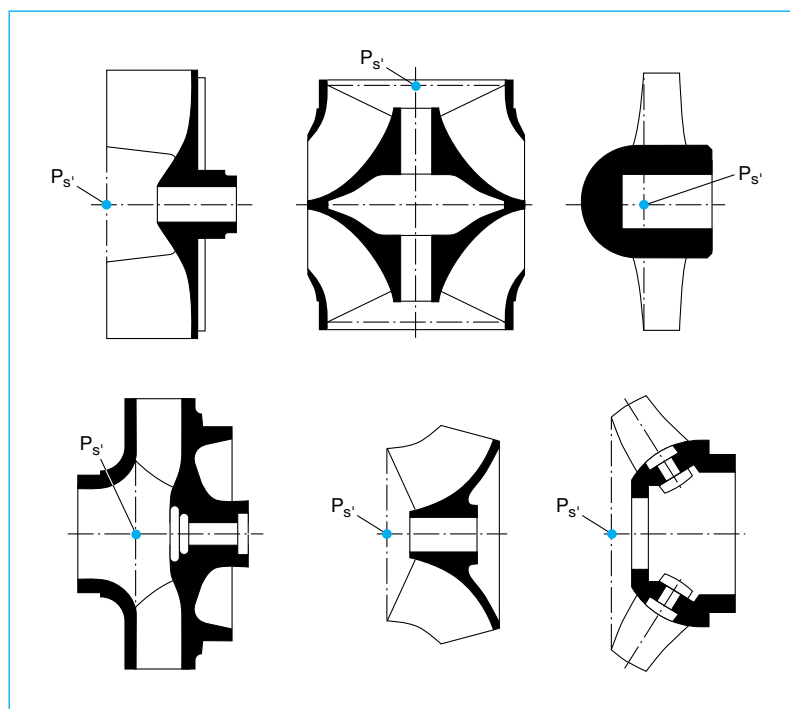



Fig. 39: Posizione del punto di riferimento $P_{s'}$ con giranti di diverse forme

3.5.3 Possibilità di correzione

I valori numerici di $NPSH_{disp}$ e di $NPSH_{nec}$ si basano sulle dimensioni dell'impianto e della pompa stabilite in fase di progettazione e non più modificabili successivamente, e sui dati del punto di funzionamento. Ne deriva che un successivo miglioramento della condizione $NPSH_{disp} > NPSH_{nec}$ in una pompa centrifuga esistente è possibile solo con interventi costruttivi significativi e costosi sia sull'impianto che sulla pompa. Ciò riguarda l'aumento di $H_{z\,geo}$ o la riduzione di $H_{s\,geo}$ (mediante sistemazione del

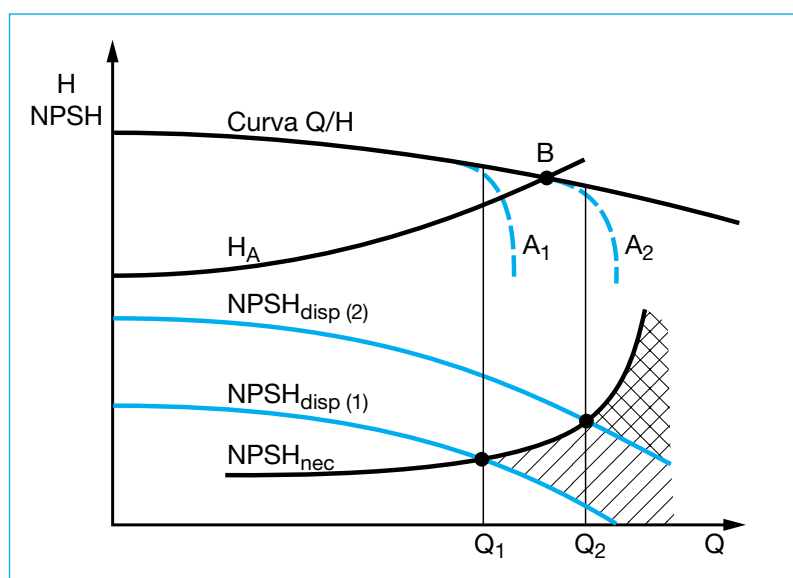



Fig. 40: "Rami di interruzione" A_1 ed A_2 della curva Q/H con $NPSH_{disp}$ insufficiente: il deficit di NPSH è indicato nel campo a tratteggio semplice (caso 1) e nel campo a tratteggio doppio (caso 2). Dopo l'aumento di $NPSH_{disp}(1)$ a $NPSH_{disp}(2)$ il campo utile di funzionamento della pompa aumenta da Q_1 a Q_2 e viene raggiunto il punto di funzionamento B.

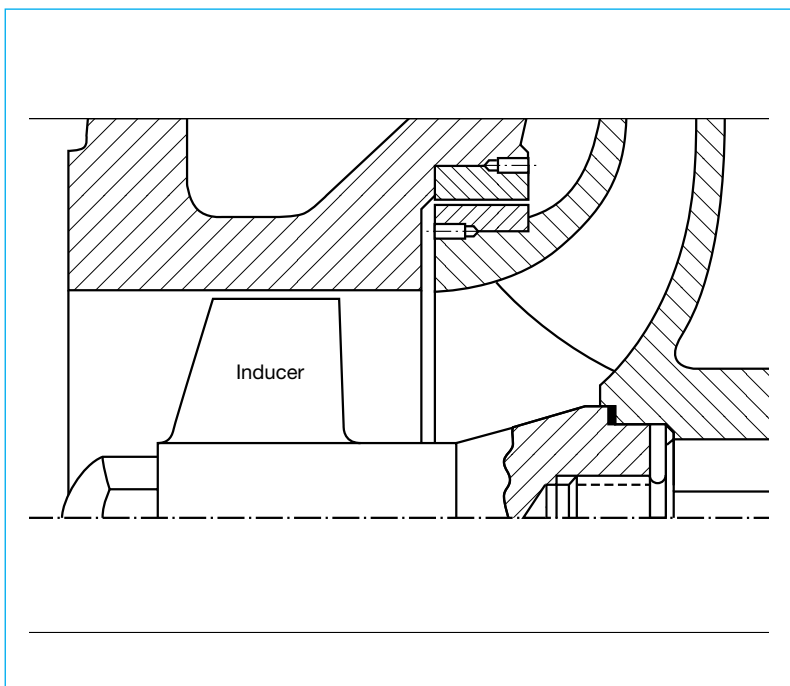



Fig. 41: Disegno di sezione di una pompa con Inducer

serbatoio a quota superiore oppure installando la pompa a quota inferiore), la riduzione delle perdite di carico in aspirazione $H_{v,s}$ oppure la sostituzione della pompa. Nell'ultimo caso l'impiego di una speciale girante di aspirazione o l'inserimento di un Inducer (girante ad elica inserita in serie, Fig. 41) può contenere i costi del miglioramento (una modifica della pompa è comunque inevitabile). Si deve comunque considerare che la riduzione del valore di $NPSH_{nec}$ mediante un Inducer non è possibile per l'intero campo di convogliamento della pompa interessata, ma solo per una parte del campo (vedi Fig. 42).

La resistenza alla cavitazione può aumentare, specialmente con pompe aventi diametri nominali maggiori, scegliendo materiali più adatti (quindi anche più costosi) per la girante.

Solo in un caso speciale la correzione di NPSH è semplice: in circuiti chiusi (ad es. negli impianti di riscaldamento) si può aumentare il livello di pressione per migliorare $NPSH_{disp}$, a condizione che l'impianto consenta un simile aumento.

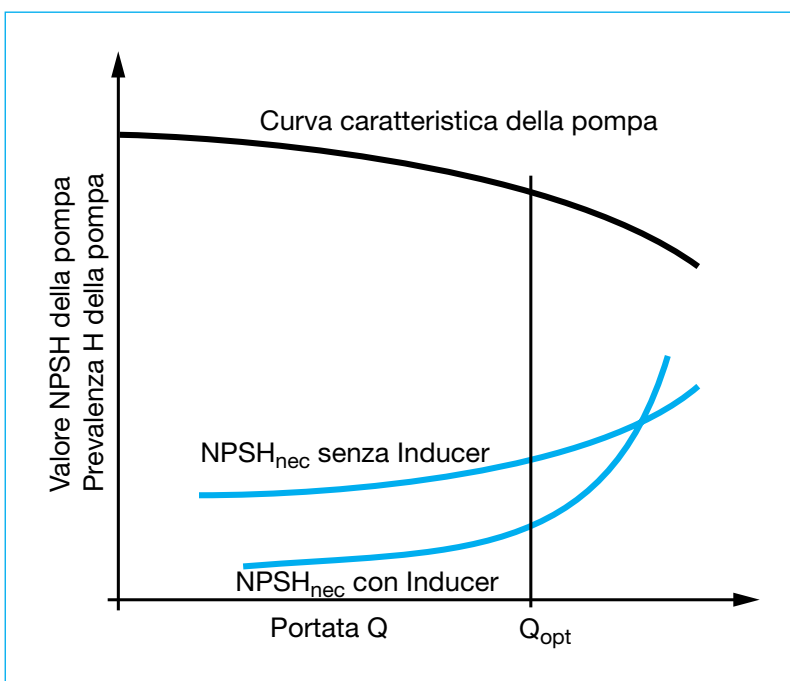



Fig. 42: Influsso di un Inducer (girante in serie) su $NPSH_{nec}$

3.6 Influsso da parte di impurità

Se l'acqua (ad es. acque cariche domestiche, acqua piovana o miscela di acque) contiene solo poche impurità, vengono impiegate di solito giranti e pompe di forma speciale (ad es. coperchi per interventi di pulizia, tenute dell'albero speciali) [1].

La Fig. 43 mostra le giranti più usate per il convogliamento di acque cariche. Per il convogliamento di fanghi con un contenuto di sostanza secca del 3% si possono impiegare giranti a canali, fino al 5% di sostanza secca giranti monocanale e fino al 7% giranti a vortice; le giranti elicoidali sono consigliate per percentuali più elevate di sostanza secca.

Poiché le giranti monocanale per il convogliamento di acque reflue non possono essere tornite per l'adeguamento del punto di funzionamento (vedi Par. 3.4.6), queste pompe sono dotate spesso di trasmissione a cinghie trapezoidali (vedi Fig. 59 g).

Maggiorazioni per le potenze di comando non sono indicate nella Fig. 20 ma nella documentazione specifica del prodotto [1] perché non dipendono solo dalla potenza di comando, ma anche dalla forma della girante e dal numero di giri specifico. Perciò, **per giranti monocanale** impiegate per il convogliamento di acque cariche fecali di tipo domestico si consigliano le seguenti **riserve di potenza:**

fino a 7,5 kW circa 30% (≧1kW),
da 11–22 kW circa 20%,
da 30–55 kW circa 15%,
oltre 55 kW circa 10%.

Se vengono rilevate le perdite di carico nelle tubazioni (vedi Parg. 3.2.1.2) è necessario prevedere maggiorazioni particolari [1].

Nel caso di acque molto cariche, la velocità minima nelle tubazioni orizzontali non dovrebbe scendere sotto 1,2 m/s e sotto 2 m/s nelle tubazioni verticali per evitare il pericolo di intasamento delle tubazioni (valori precisi si possono ricavare solo in via sperimentale); questo fattore deve essere considerato anche in presenza di una regolazione della velocità di rotazione [1].

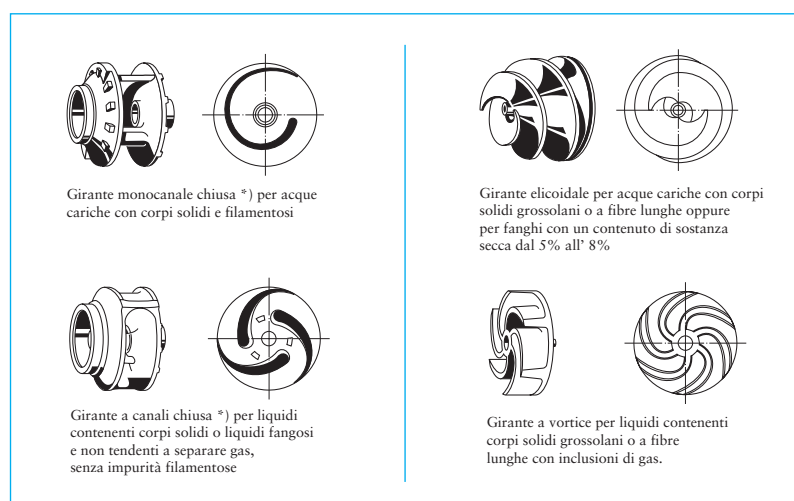



Fig. 43: Forme di giranti per il convogliamento di acque cariche
**) Vista dall'alto senza piastra di copertura*

4 Particolarità per il convogliamento di liquidi viscosi

4.1 Curva di scorrimento

La viscosità di un liquido è la sua proprietà di trasmettere tensioni di scorrimento. La Fig. 44 chiarisce questo processo: in un liquido che scorre parallelamente ad una superficie piana ad una distanza y_0 viene mossa una piastra con una superficie bagnata A alla velocità v_0. Per questa movimentazione si deve vincere una forza d'attrito F convertibile in tensione di scorrimento $\tau = F/A$. La variazione della distanza y_0 dalla parete o della velocità v_0 del liquido influisce sulla tensione di scorrimento τ proporzionalmente alla velocità v_0 o in modo inversamente proporzionale alla distanza y_0 dalla parete. I due parametri facilmente riconoscibili, v_0 ed y_0 , possono essere riuniti nel concetto gradiente di velocità v_0/y_0. Poiché la viscosità del liquido trasmette la tensione di scorrimento τ non solo alle pareti ma anche agli strati di fluido intermedi, cioè fra le particelle del liquido, il gradiente di velocità in funzione della variazione della distanza dalla parete si definisce in genere come $\partial v/\partial y$; è come dire che la tensione di scorrimento τ non è uguale per tutte le distanze y dalla parete, ma in una serie di misure vi sono coppie di valori τ e $\partial v/\partial y$ che possono essere riportate come funzione nella cosiddetta curva di scorrimento (Fig. 45).

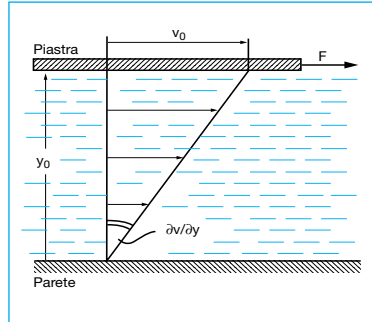



Fig. 44: Profilo della velocità fra una parete piana ed una piastra trascinata parallelamente ad essa.

F = Forza di scorrimento
v_0 = Velocità di scorrimento
y_0 = Distanza dalla parete
$\partial v/\partial y$ = Gradiente di velocità

Se questa curva di scorrimento è una retta che parte dall'origine

$$\tau = \eta \cdot \partial v/\partial y \qquad (34)$$

il fattore costante di proporzionalità η è denominato viscosità dinamica con l'unità Pa s. Un liquido di questo tipo (ad es. acqua o tutti gli oli minerali) è un liquido normalmente viscoso o Newtoniano, per il quale valgono senza limitazioni le leggi dell'idrodinamica. Se invece la curva di scorrimento non è una retta che parte dall'origine, ma una curva con un andamento qualsiasi, si tratta di un liquido non Newtoniano per il quale le leggi dell'idroinamica valgono con alcune limitazioni.

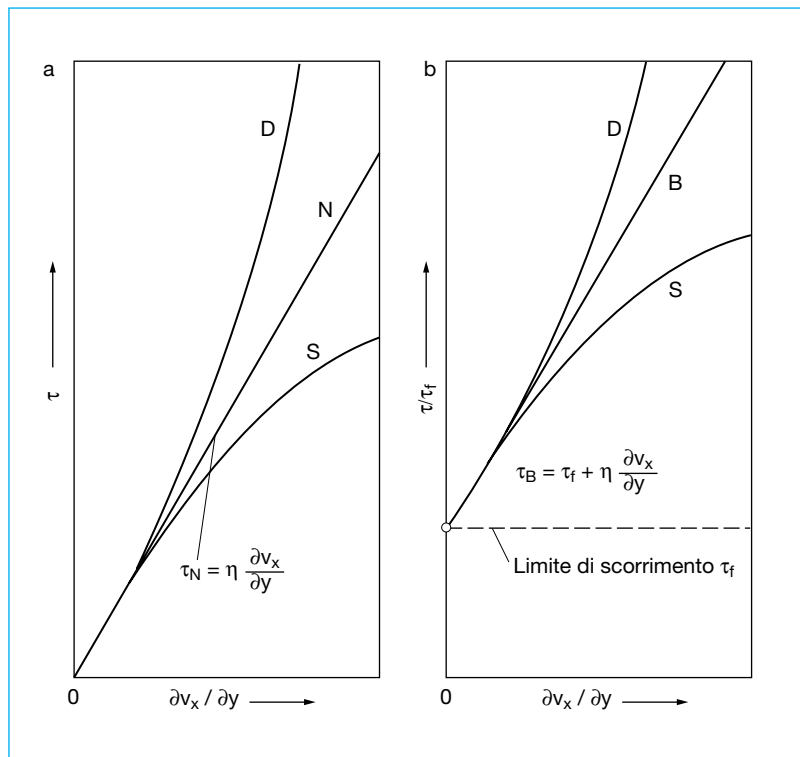



Fig. 45: Prospetto della condizione di scorrimento di liquidi viscosi, a senza limite di scorrimento, b con limite di scorrimento τ_f Liquidi: N di NEWTON, B di BINGHAM, S viscosità strutturale, D dilatanti

I due casi devono pertanto essere distinti.

Poiché in molte relazioni compare il quoziente fra la viscosità dinamica η e la densità ϱ, lo si è definito come viscosità cinematica

$$\nu = \eta/\varrho \qquad (35)$$

con
ν viscosità cinematica in m^2/s
η viscosità dinamica in Pa s (=kg/sm)
ϱ densità in kg/m^3 (per i valori vedi la Fig. 48).
Per acqua a 20°C si ha $\nu = 1{,}00 \cdot 10^{-6}$ m^2/s. Per valori diversi vedere la Tabella 12. Le unità usate in precedenza: Centistok = mm^2/s, gradi Engler °E, Saybolt secondi S” (USA) o Redwood secondi R” (Inghilterra), oggi non sono più

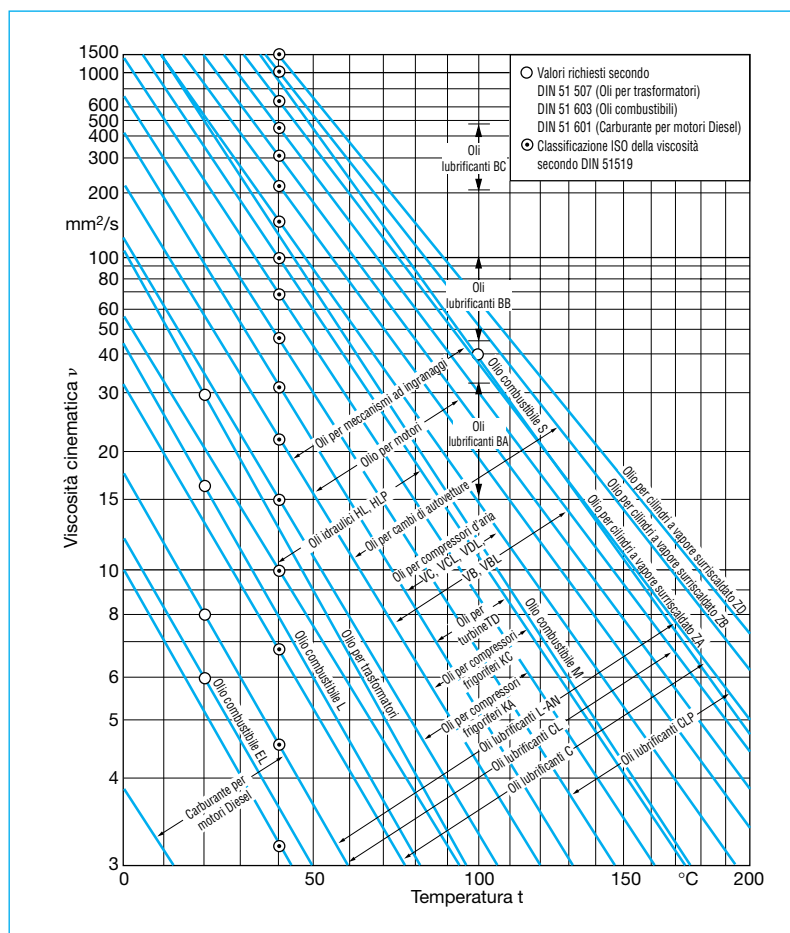
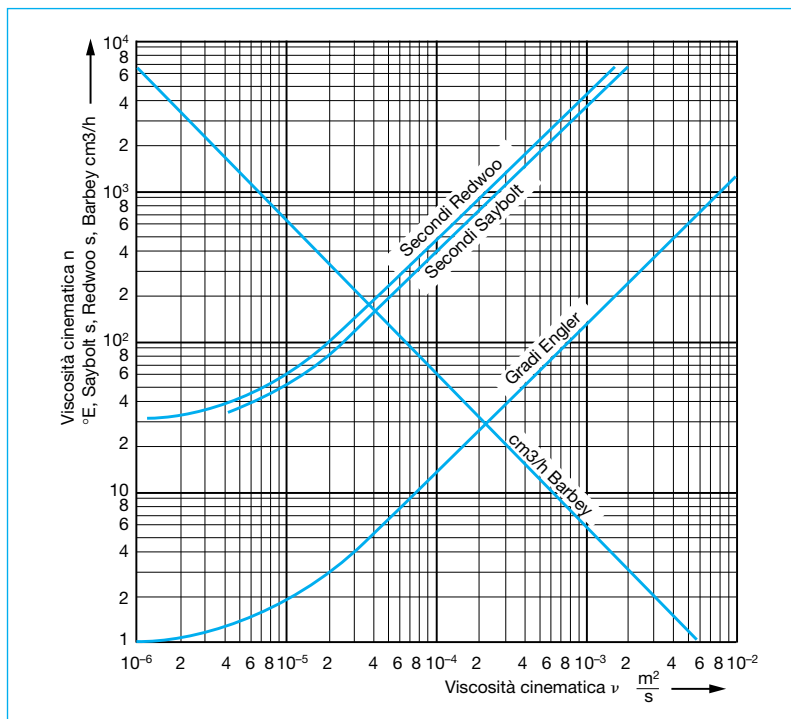



Fig. 46: Conversione di diverse unità della viscosità cinematica ν

Fig. 47: Viscosità cinematica di diversi oli minerali in funzione della temperatura (rappresentazione ingrandita a pagina 89)

ammesse e pos-sono essere convertite in m^2/s secondo la Fig. 46.

La viscosità è in funzione (indipendentemente dalle precedenti spiegazioni) della temperatura; l’aumento della temperatura rende quasi tutti i liquidi più fluidi e riduce la loro viscosità (Figure 47 e 48).

Per tracciare la curva di scorrimento, la viscosità dinamica η di tutti i fluidi può essere misurata con un viscosimetro rotativo: in un serbatoio cilindrico, riempito con il liquido da esaminare, ruota un cilindro con velocità di rotazione regolabile. A diverse

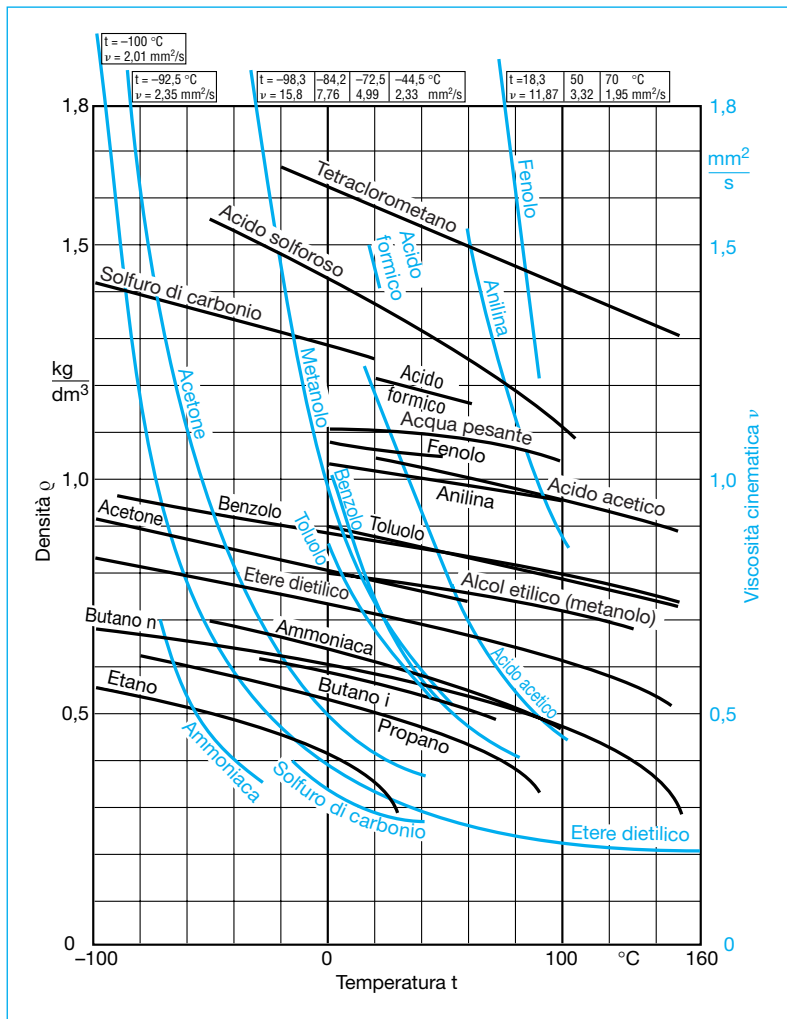



Fig. 48: Densità ϱ e viscosità cinematica ν di diversi liquidi in funzione della temperatura (rappresentazione ingrandita vedi a Pag. 90)

velocità di rotazione vengono misurati il momento motore, la velocità periferica, le dimensioni della superficie bagnata del cilindro e la distanza della parete nel serbatoio.

4.2 Liquidi Newtoniani

4.2.1 Influsso sulle curve caratteristiche delle pompe

Le curve caratteristiche delle pompe (H, η e P in funzione di Q) indicano influssi percettibili solo a partire da una viscosità $\nu > 20 \cdot 10^{-6}$ m²/s e solo a partire da questo limite devono essere convertite con fattori di conversione determinati empiricamente. **I due procedimenti più noti** sono quelli secondo gli **Standards of the Hydraulic Institute** (**HI**) e secondo **KSB**. Entrambi i procedimenti utilizzano diagrammi per la rappresentazione dei fattori di conversione che, pur essendo utilizzati in modo simile, differiscono poiché il procedimento KSB oltre alle grandezze influenti Q, H e η considera anche l'evidente influsso del numero di giri specifico n_q (vedi Par. 3.1.5). Il procedimento HI (Fig. 49) è stato impiegato solo a n_q = 15 fino a 20, ma pur trattandosi di un campo di impiego ristretto, i risultati sono numericamente uguali a quelli del processo KSB (Fig. 50), impiegato nel campo da 6,5 fino a 45 e con viscosità fino a $\nu_z = 4000 \cdot 10^{-6}$ m²/s. L'utilizzo dei due diagrammi è chiarito negli esempi indicati [9].

La portata Q, la prevalenza H ed il rendimento η di una pompa centrifuga monostadio, noti per un funzionamento con acqua (indice $_w$), possono essere convertiti per il funzionamento con un liquido viscoso (indice $_z$) impiegando il seguente metodo:

$$Q_z = f_Q \cdot Q_w \qquad (36)$$

$$H_z = f_H \cdot H_w \qquad (37)$$

$$\eta_z = f_\eta \cdot \eta_w \qquad (38)$$

I fattori f vengono denominati k nel procedimento HI; entrambi sono riportati graficamente nelle figure 49 e 50; nella figura 50 si deve leggere anche la velocità di rotazione n della pompa e deve essere noto il numero di giri specifico n_q della girante della pompa, come dalla Fig. 3 o in base all'equazione (3).

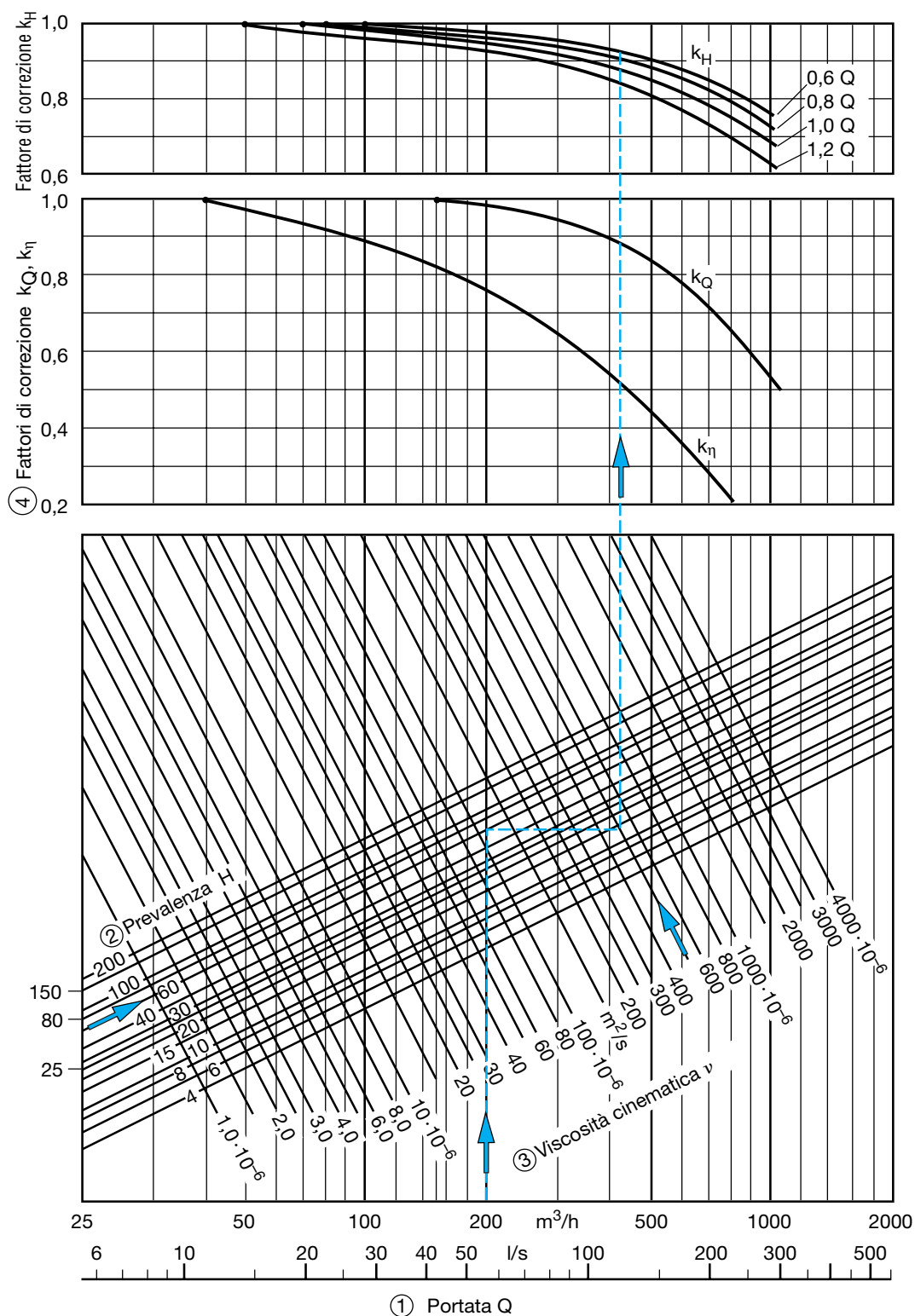



Fig.49: Determinazione dei fattori di correzione k secondo Standards of Hydraulic Institute. Esempio tracciato per $Q = 200\ m^3/h$, $H = 57{,}5\ m$, $\nu = 500 \cdot 10^{-6}\ m^2/s$

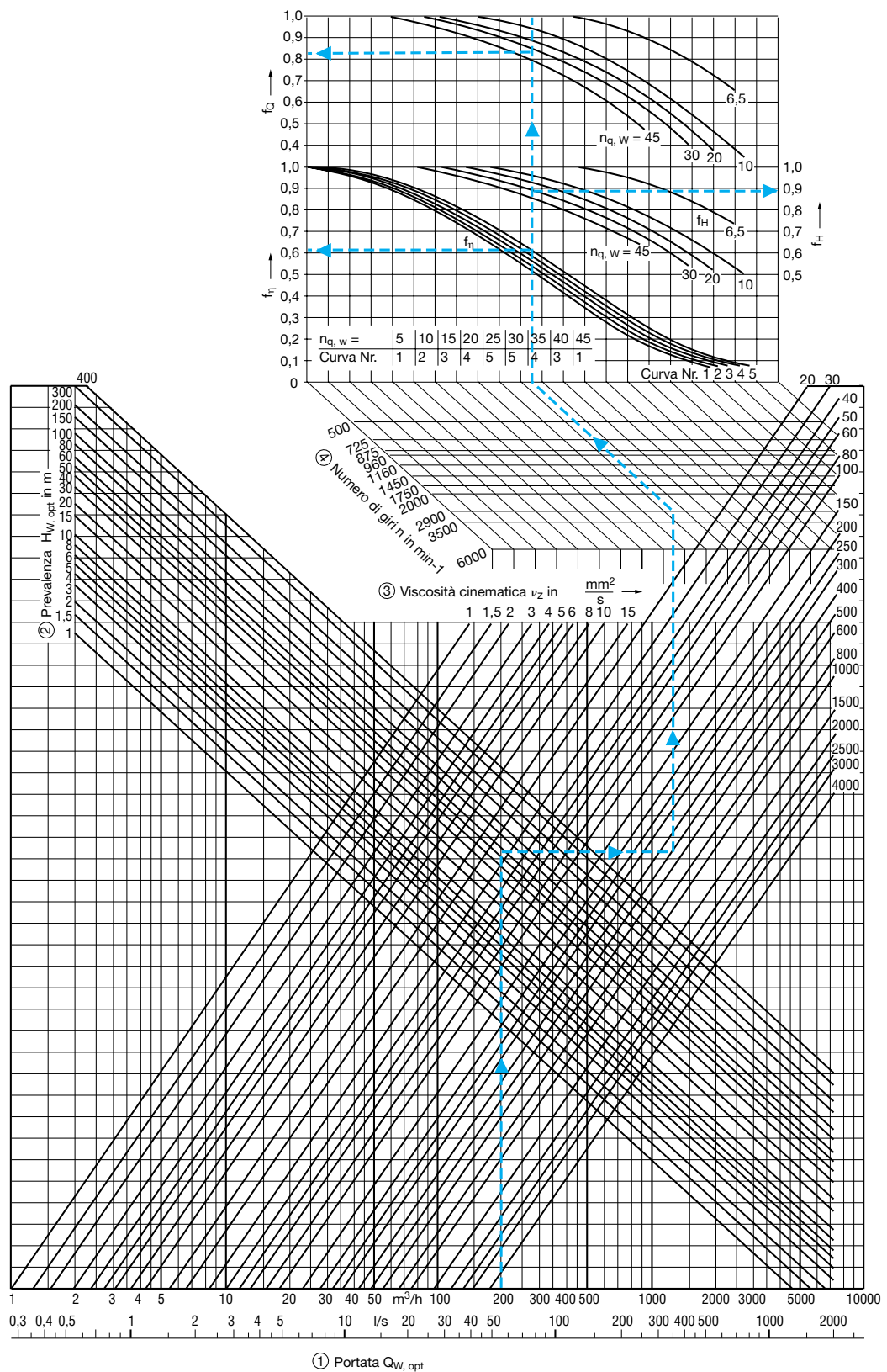



Fig. 50: Determinazione del fattore di correzione f secondo il procedimento KSB. Esempio indicato per $Q = 200\ m^3/h$, $H = 57{,}5\ m$, $\nu = 500 \cdot 10^{-6}\ m^2/s$, $n = 2900\ min^{-1}$, $n_q = 32{,}8$

Con questi fattori i dati di esercizio noti per convogliamento di acqua possono essere convertiti per liquidi viscosi; la conversione vale nel campo di portate

$$0{,}8\ Q_{opt} < Q < 1{,}2\ Q_{opt} \quad (39)$$

semplificato per tre portate con le uniche eccezioni:

a $Q = 0{,}8\ Q_{opt}$

è $H_z = 1{,}03 \cdot f_H \cdot H_w$.

(H_z però mai > H_w).

Alla portata Q = 0 si deve porre semplicemente $H_z = H_w$ come pure $\eta_z = \eta_w = 0$

Uno schema di calcolo secondo Fig. 51 facilita la conversione.

Poiché per le tre portate è stata calcolata anche la potenza (nel campo di portate come da equazione 39) secondo

$$P_z = \varrho_z \cdot g \cdot H_z \cdot Q_z / 1000\ \eta_z \quad (40)$$

con

ϱ_z densità in kg/m^3

Q_z portata in m^3/s

g accelerazione di gravità = 9,81 m/s^2

H_z prevalenza in m

η_z rendimento fra 0 ed 1

P_z potenza in kW

in base ai 4 o 3 punti calcolati si possono tracciare tutte le curve caratteristiche in funzione della portata Q_z (Fig. 52 a pagina 54).

Se nell'impostazione inversa del problema non sono dati i valori per l'acqua, ma i dati di funzionamento con un liquido viscoso (ad es. per selezionare una pompa adatta per il punto di esercizio richiesto) si stimano dapprima i valori con l'acqua e ci si avvicina poi con i fattori di conversione f_Q, f_H ed f_η in modo ripetitivo con un secondo (e se necessario un terzo) passo della soluzione.

Al di sopra di un numero di giri specifico $n_q \approx 20$ il procedimento di calcolo KSB, peraltro più adeguato, comporta minori potenze di comando. Sotto questo limite le potenze di comando calcolate secondo HI sono troppo ridotte [9].

Determinazione del punto di funzionamento

Dati:

Portata	Q_w		m^3/h
Prevalenza	H_w		m
Velocità di rotazione	n		1/min
Viscosità cinematica	ν_z		m^2/s
Densità	ϱ_z		kg/m^3
Accelerazione di gravità	g	9,81	m/s^2

Procedimento di calcolo

Q/Q_{opt} =		0	0,8	1,0	1,2	–
Q_w	dal fascicolo delle curve caratteristiche per 4 punti della curva	0				m^3/h
H_w						m
η_w		0				–
$n_{q,w}$	dal Par. 3.1.5	–	–		–	1/min
$f_{Q,w}$	dalla Fig. 50	–				–
$f_{H,w}$		–				–
$f_{\eta,w}$		–				–
$Q_z = Q_w \cdot f_{Q,w}$		0				m^3/h
H_z =		$= H_w$ ↓	$= H_w \cdot f_{H,w} \cdot 1{,}03$ ↓ 1)	$H_w \cdot f_{H,w}$ ↓	$H_w \cdot f_{H,w}$ ↓	m
$\eta_z = \eta_w \cdot f_{\eta,w}$		0				
$P_z = \dfrac{\varrho_z \cdot g \cdot H_z \cdot Q_z}{\eta_z \cdot 1000 \cdot 3600}$		X				kW

(righe da Q_z a P_z: 2))

1) se Hz diventa maggiore di Hw, si deve porre Hz = Hw

2) con questi valori vengono fissati 4 punti delle curve QHz e Qηz e 3 punti della linea QPz. Riportarli in funzione di Q.

Fig. 51: Foglio di calcolo per la conversione delle curve caratteristiche della pompa per il convogliamento di un liquido viscoso in base al procedimento KSB (rappresentazione ingrandita a Pag. 91).

Fig. 52: Curve caratteristiche con acqua convertite per un liquido viscoso

4.2.2 Influsso sulle curve caratteristiche dell'impianto

Poiché con un liquido Newtoniano tutte le leggi dell'idrodinamica mantengono la loro validità, valgono anche le formule di calcolo per i coefficienti di attrito nelle tubazioni e per i coefficienti di perdita di carico nelle valvole.

Nel calcolo del numero di REYNOLDS

$Re = v \cdot d/\nu$, invece della viscosità cinematica ν_w, si deve inserire la viscosità ν_z del liquido viscoso corrispondente. Ne deriverà un numero Re inferiore e, conseguentemente, come da Fig. 10, un coefficiente di attrito λ_z maggiore (per cui gli influssi della rugosità della parete possono ora essere trascurati per via del maggior spessore dello strato limite nella corrente). Tutte le perdite di carico nelle tubazioni e nelle valvole, calcolate per il convogliamento d'acqua, devono essere rivalutate con il rapporto λ_z/λ_w , secondo il Parg. 3.2.1.2.

Per l'uso pratico è adatta anche la Fig. 53. In funzione della portata Q, del diametro interno del tubo d e della viscosità cinematica ν_z si può determinare rapidamente il coefficiente di attrito λ_z, mentre il coefficiente λ_w di questo diagramma vale solo per tubi idraulicamente lisci (quindi non per tubi rugosi). Con il valore λ_w corrispondente si può calcolare nuovamente λ_z/λ_w.

Poiché la prevalenza statica della curva caratteristica dell'impianto H_A (Fig. 16) non è influenzata dalla viscosità, la parte dinamica della curva caratteristica relativa al convogliamento d'acqua può essere ridisegnata come parabola ad andamento più ripido per il liquido viscoso.

4.3 Liquidi non Newtoniani

4.3.1 Influsso sulle curve caratteristiche delle pompe

A causa del gradiente di velocità localmente non noto, nell'impianto idraulico della pompa non è possibile calcolare l'influsso della viscosità di liquidi non Newtoniani sulla curva caratteristica della pompa. Solo per liquidi molto

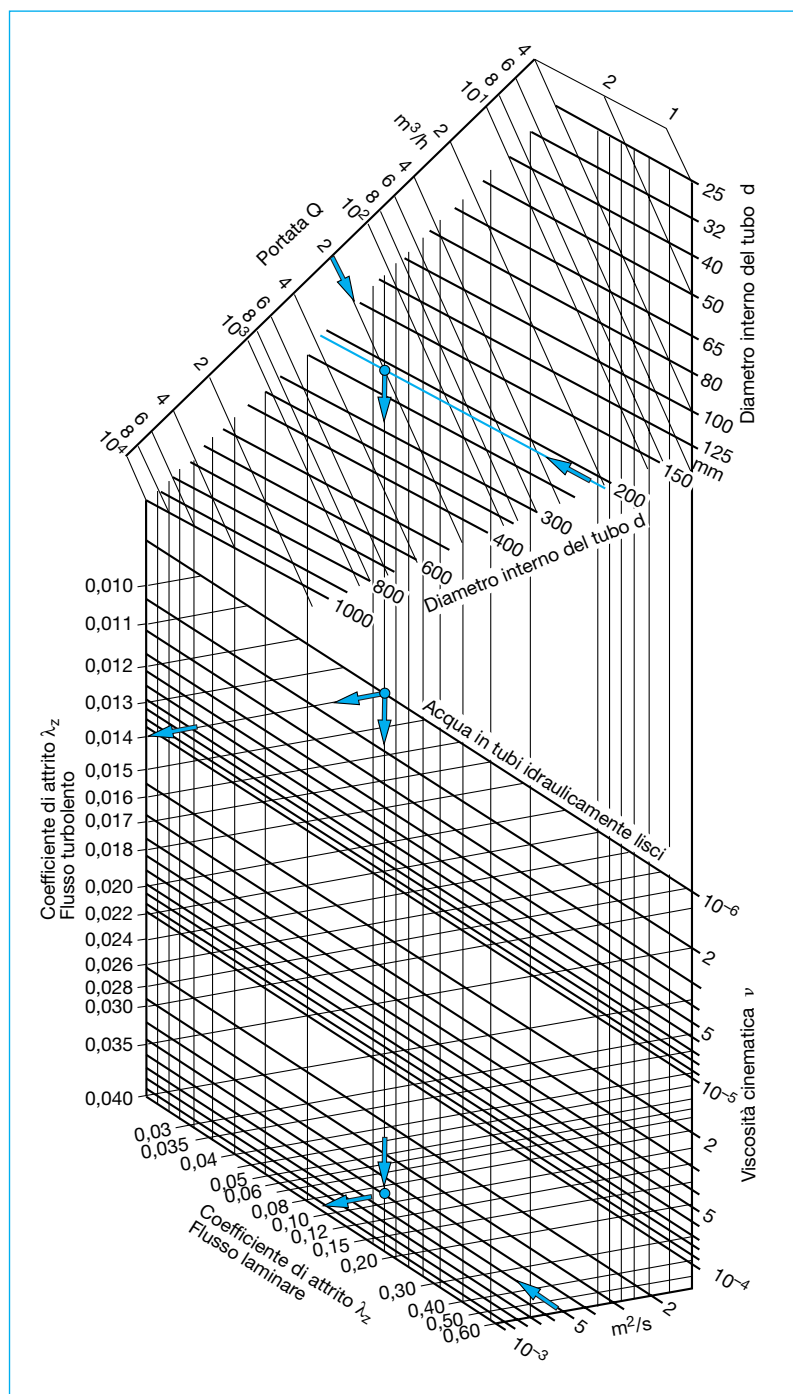



Fig. 53: Determinazione del coefficiente di attrito λ_z per liquidi viscosi. Esempio: Q = 200 m^3/h, d = 210 mm, $\nu_z = 5 \cdot 10^{-4}$ m^2/s

speciali, come ad es. poltiglia di materia fibrosa si hanno conoscenze che permettono di fare previsioni grazie alle esperienze fatte con questo liquido. La selezione delle pompe deve essere riservata al reparto specializzato.

4.3.2 Influsso sulle curve caratteristiche dell’impianto

Poiché le curve di scorrimento a viscosità costante non sono rette, è possibile suddividendole in brevi sezioni di parabola e per ogni sezione (rappresentazione doppiologoritmica) determinare graficamente il parametro (= indice di rigidità) e l’esponente n (= indice strutturale) della parabola. In un diagramma speciale (analogo alla Fig. 10), nel quale il coefficiente di attrito nella tubazione λ_z viene riportato in funzione del numero di Reinolds Re_n , per numerosi esponenti n può essere letto λ_z e determinata la curva caratteristica dell’impianto H_A per una certa portata Q. Poiché questo procedimento è molto complesso, specialmente in seguito a numerose iterazioni, non si consiglia un impiego generico.

Come per le curve caratteristiche delle pompe, anche in questi casi si ricorre all’esperienza specifica con determinati liquidi e si legge nei diagrammi la perdita di carico Hv in un ristretto campo di impiego. Aumentando la discrepanza da questi presupposti, le perdite di carico diventano sempre più imprevedibili, cosicché in questi casi si può ricorrere all’esperienza del reparto specializzato.

5. Particolarità per il convogliamento di liquidi contenenti gas

Contrariamente ai gas disciolti, il **contenuto in un liquido di gas non disciolti** (in percentuale del volume) può influire sensibilmente sulla selezione, sulle curve caratteristiche e sul comportamento in esercizio delle pompe centrifughe, come mostra l'**esempio di una pompa a canali nella Fig. 54.** Il contenuto di gas può essere provocato dal processo produttivo, ma anche dalle flange o dalle guarnizioni delle aste delle valvole non ermetiche nella tubazione aspirante così come da vortici trascinanti aria in camere di aspirazione aperte e con basso livello dell'acqua, vedi Par. 7.2.

Nel campo della forza centrifuga di una girante le bolle di gas tendono a raccogliersi in determinati punti nella pompa disturbando il flusso di liquido.

Questo effetto viene favorito

- quanto più la pompa lavora a carico parzializzato, perché a causa della velocità ridotta del liquido l'effetto di trascinamento si riduce,
- quanto minore è il diametro di ingresso della girante perché l'azione di strozzamento è maggiore a causa del volume di gas,
- quanto minore è il numero di giri specifico n_q della girante della pompa,
- quanto minore è la velocità di rotazione della pompa.

Non è possibile rappresentare questo fenomeno con un calcolo. Se viene prevista la presenza di grandi quantità di gas nel liquido convogliato può essere utile ricorrere ai seguenti provvedimenti:

- un serbatoio statico sufficientemente grande collocato nella tubazione aspirante permette un degasaggio del liquido riducendo gli influssi perturbatori delle bolle di gas non disciolte.
- le tubazioni necessarie per riempire un serbatoio aperto devono sboccare sotto il pelo libero del liquido, affinché una caduta libera d'acqua non trascini le bolle d'aria nel serbatoio. Inoltre una parete di smorzamento deve impedire l'ingresso di vortici nella tubazione aspirante (vedi figure 64 e 65).
- un funzionamento a carico parzializzato della pompa può essere evitato installando una pompa speciale per il carico parziale; se la pompa deve funzionare solo temporaneamente si consiglia di selezionare una pompa autoadescante (a basso rendimento).

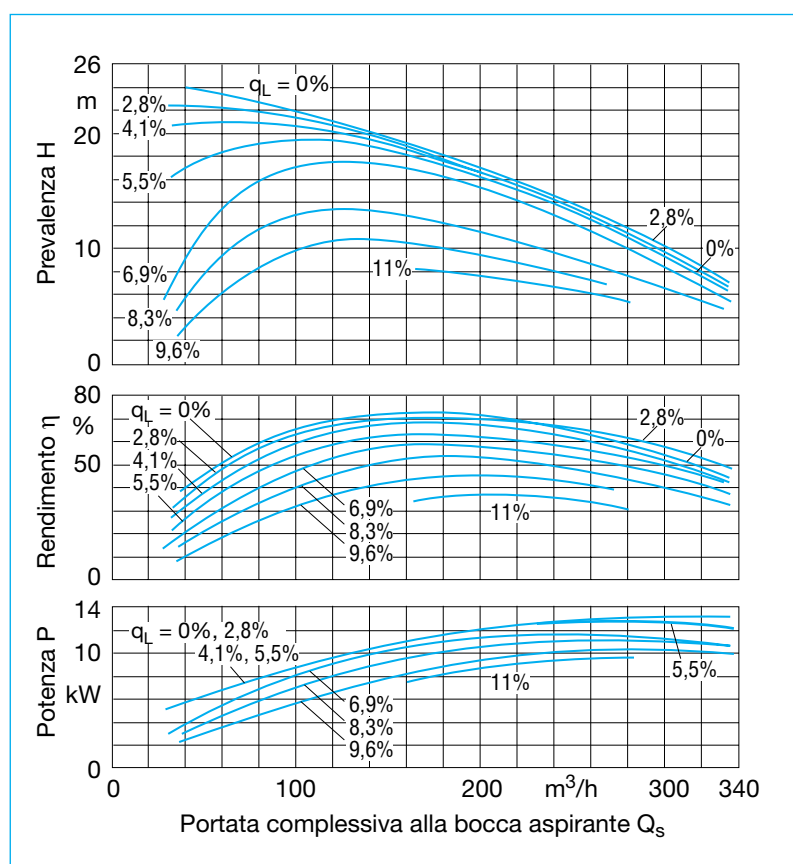



Fig. 54: Influsso dell'aria non disciolta sul comportamento in esercizio di una pompa a canali per il convogliamento di acque cariche pre-filtrate (girante a tre canali aperta, D = 250 mm, n = 1450 min^{-1}, nq = 37).
q_L = volume d'aria in aspirazione in % della miscela.

- una tubazione di derivazione del gas prima del mozzo della girante richiede un dispositivo di aspirazione, nel caso di grandi quantitativi di gas è limitatamente efficace e con funzionamento normale disturba il convogliamento.
- per la pompa sono vantaggiose giranti aperte (Fig. 4) con il minor numero possibile di pale e l'inserimento in serie di un Inducer (Fig. 41). Senza provvedimenti particolari le giranti a canali (Fig. 43) possono convogliare fino a $3\%_{vol}$ di volumi di gas mentre le giranti a vortice dal 6 fino al $7\%_{vol}$.
- per grandi volumi di gas, in conformità alle previsioni, le pompe a canale laterale sono più efficaci (bassi rendimenti, forte rumorosità, portata limitata) o le pompe ad anello liquido (secondo il principio volumetrico).

6 Particolarità per il convogliamento di liquidi contenenti corpi solidi

6.1 Velocità di discesa

I corpi solidi (più pesanti dell'acqua) possono essere convogliati più facilmente quanto minore è la velocità di discesa e quanto maggiore è la velocità di scorrimento. Poiché le grandezze influenti sono numerose, il calcolo della velocità di discesa è possibile solo con supposizioni da astrarre. La velocità di discesa di una singola sfera in un ambiente illimitato (indice $_0$) deriva dall'equilibrio delle forze con

$$w_{s0} = \sqrt{\frac{4\,g\,d_s}{3\,c_D} \cdot \frac{\varrho_s - \varrho_f}{\varrho_f}} \qquad (41)$$

con

w_{s0} velocità di discesa in m/s

g accelerazione di gravità 9,81 m/s^2

d_s diametro della sfera in m

c_D coefficiente di resistenza della sfera dipendente da Re_s

ϱ_s densità della sostanza solida in kg/m^3

ϱ_f densità del liquido in kg/m^3.

$$Re_s = w_{s0} \cdot d_s/\nu_f \qquad (42)$$

con

ν_f viscosità cinematica del liquido in Pa s.

La velocità di discesa w_{s0} è rappresentata graficamente nella Fig. 55.

La concentrazione di corpi solidi ha un notevole influsso

$$c_T = Q_s/(Q_s + Q_f) \qquad (43)$$

con

c_T concentrazione delle portate (concentrazione di trasporto)

Q_s Portata dei corpi solidi in m^3/s

Q_f Portata del liquido in m^3/s

Queste concentrazioni, unitamente agli influssi limitati delle pareti della tubazione, riducono sensibilmente la velocità di discesa per via dell'effetto di spinta reciproco, all'incirca secondo il rapporto determinato empiricamente:

$$w_s = w_{s0} \cdot (1 - c_T)^5 \qquad (44)$$

Gli effetti dovuti alla forma irregolare dei corpi solidi, sensibilmente diversa dalla forma sferica, non sono stimabili.

Anche l'influsso dello spettro dei grani non è valutabile. La Fig. 56 mostra a titolo di esempio come, lungo la scala dei diametri dei grani d_s suddivisa logaritmicamente, la massa passa attraverso un filtro con una larghezza delle maglie corrispondente. In pratica i flussi di corpi solidi sono quasi sempre formati da particelle di diametro diverso, cosicché lo spettro dei grani mostra un andamento ad S più o meno accentuato. L'aiuto più semplice consiste nel definire con d_{50} il diametro corrispondente ad una massa pari al 50% e nel considerarlo rappresentativo per quella determinata miscela. Questa è la causa principale degli aspetti imponderabili in fase di progettazione.

E' necessario prendere atto che, dopo tutte queste supposizioni e grandi semplificazioni, è

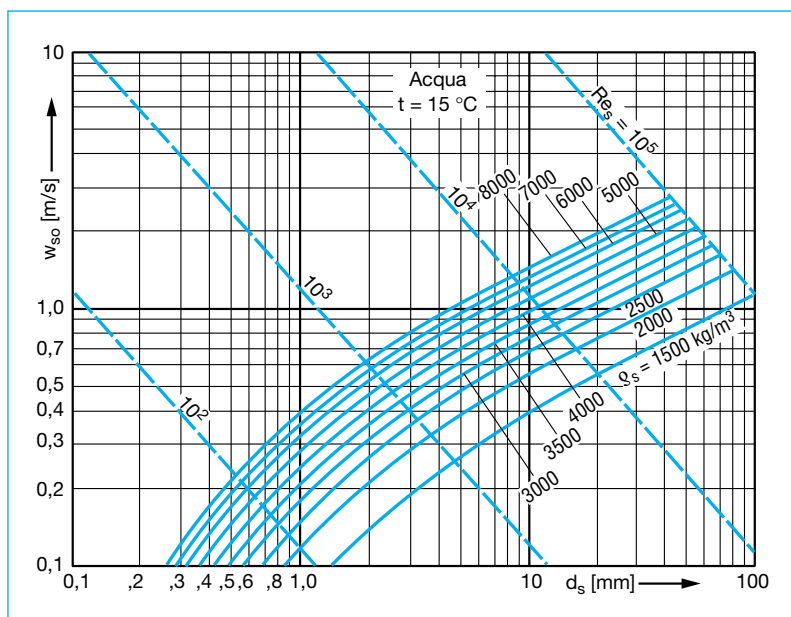



Fig. 55: Velocità di discesa w_{s0} di particelle sferiche (diametro delle sfere ds) in acque ferme

impossibile prevedere l'effetto dei corpi solidi sul comportamento del flusso, sulle curve caratteristiche dell'impianto, sulla prevalenza e sul rendimento delle pompe.

Quindi è necessario rivolgersi a specialisti esperti per selezionare pompe destinate al convogliamento di corpi solidi. In casi dubbi è necessario condurre degli esperimenti di sicurezza. In genere possono essere applicate solo alcune tendenze.

influssi del diametro d_s delle particelle, della concentrazione c_T e della densità ϱ_s dei corpi solidi nonché del numero di giri specifico n_q. Quindi la riduzione relativa della prevalenza ΔH/H può essere valutata in modo approssimativo con

$$\Delta H/H = c_T / \psi \cdot \sqrt[3]{Re_s} \cdot (11{,}83/n_q)^3 \cdot (\varrho_s/\varrho_f - 1) \quad \textbf{(45)}$$

con

- c_T concentrazione di trasporto secondo l'equazione (43)
- ψ indice di pressione della pompa, qui circa = 1
- Re_s numero di REYNOLDS del flusso di sostanze solide secondo l'equazione (42)
- n_q numero di giri specifico della pompa secondo l'equazione (3)
- ϱ_s densità del corpo solido in kg/m^3
- ϱ_f densità del liquido in kg/m^3.

6.2 Influsso sulle curve caratteristiche delle pompe

Nel campo della forza centrifuga della girante i corpi solidi si comportano diversamente dal liquido portante, generalmente acqua. Essi attraversano le linee di corrente del flusso d'acqua urtando e sfregando contro le pareti dei canali di flusso. La prevalenza H generata dalla girante si riduce quindi di una percentuale ΔH. A questo proposito ci sono conoscenze sperimentali che riproducono gli

Fig. 56: Esempio per uno spettro dei grani

Nel convogliamento idraulico di corpi solidi le curve caratteristiche non devono essere rappresentate come prevalenza H, ma come incremento di pressione Δp in funzione della portata Q poiché la densità media ϱ_m della miscela di acqua e corpi solidi non rimane costante (a differenza del convogliamento di acqua). Per semplificare, nell'equazione (1) vengono trascurate la differenza di quota $z_{s,d}$ fra la bocca aspirante e la bocca premente nonché la differenza delle altezze cinetiche $(c_d^2 - c_s^2)/2g$; quindi l'altezza piezometrica è posta Hp = H:

$$\Delta p = \varrho_m \cdot g \cdot (H - \Delta H) \quad \textbf{(46)}$$

con

- ϱ_m densità media del miscuglio corpi solidi-acqua in kg/m^3
- g accelerazione di gravità 9,81 m/s^2
- H prevalenza in m
- ΔH riduzione della prevalenza, in m, secondo l'equazione (45)
- Δp pressione in N/m^2 (per conversione in bar: 1 bar = 100 000 N/m^2)

La densità media di una miscela si calcola mediante

$$\varrho_m = c_T \cdot \varrho_s + (1 - c_T) \cdot \varrho_w \quad \textbf{(47)}$$

con

- ϱ_m densità media in kg/m^3
- ϱ_w densità dell'acqua in kg/m^3
- ϱ_s densità del corpo solido in kg/m^3
- c_T concentrazione di trasporto secondo l'equazione (43)

Poiché l'incremento di pressione nella pompa è il prodotto della densità e della prevalenza (ridotta nel caso di convogliamento di sostanze solide), nella conversione secondo l'equazione (46) entrano due fattori indipendenti l'uno dall'altro: la densità media, cresciuta per via della percentuale di corpi solidi, e la prevalenza ridotta (H - ΔH). Entrambi gli influssi vengono provocati dalla concentrazione, ma con tendenze contrastanti, perché la densità aumenta la pressione e la riduzione di prevalenza la diminuisce. In genere non si può quindi prevedere se, convogliando corpi solidi con una concentrazione in aumento, la curva caratteristica della pompa sarà superiore o inferiore a quella del convogliamento di acqua soltanto. Sostanze pesanti a piccoli grani (ad es. metallo) favoriscono un aumento mentre sostanze grossolane leggere (ad es. carbone) e bassi numeri di giri specifici favoriscono un abbassamento.

6.3 Influsso sulle curve caratteristiche dell'impianto

Se la velocità del flusso diminuisce, le particelle di corpi solidi nelle tubazioni orizzontali cadranno sempre più numerose raccogliendosi nella parete inferiore del tubo. Di conseguenza, da un lato aumentano le resistenze d'attrito e dall'altro si riduce la sezione di passaggio ancora libera; quindi, nonostante la riduzione delle portate, le resistenze della corrente aumentano. Da questo deriva l'insolita forma della curva caratteristica dell'impianto (Fig. 57). Poiché il minimo di queste curve caratteristiche, tracciate per diverse concentrazioni, evidenzia l'inizio di depositi e l'intasamento della tubazione, esso è considerato come limite inferiore di funzionamento. Previsioni più precise possono essere avanzate solo con una sufficiente esperienza o mediante esperimenti.

6.4 Comportamento in esercizio

La Fig. 57 indica il tipico comportamento in esercizio di una pompa centrifuga impiegata per il convogliamento di corpi solidi in una tubazione orizzontale. Aumentando la concentrazione, il punto di intersezione della curva caratteristica dell'impianto con la curva caratteristica della pompa si sposta sempre più verso portate minori tendendo a scendere al di sotto dei limiti di funzionamento. Per evitare questa condizione deve intervenire subito la regolazione. Dato che le valvole di strozzamento verrebbero sottoposte ad un forte logorio, per la regolazione della portata nel caso di convogliamento di

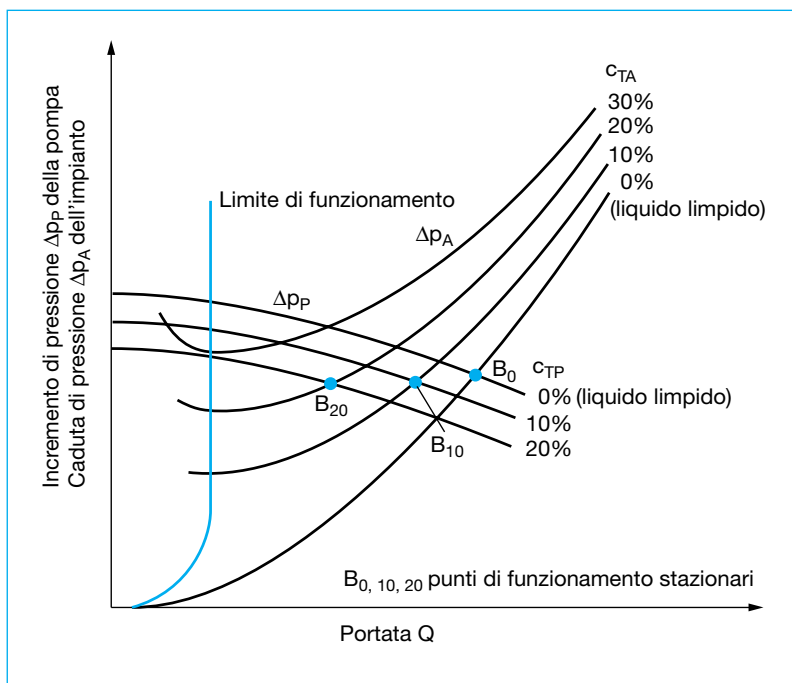



Fig. 57: Incremento di pressione Δp_P della pompa e cadute di pressione Δp_A dell'impianto con diversi contenuti di corpi solidi (concentrazioni c_{TA}, c_{TP}) nella portata Q. L'incremento di pressione della pompa $\Delta p_P = f(c_T)$ può anche aumentare con l'aumento della concentrazione c_{TP} di corpi solidi di maggior densità (nella figura rappresentata con 10 e 20% discendente)

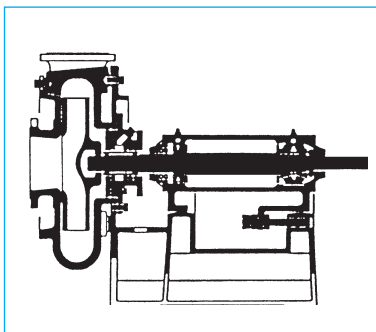



Fig. 58: Pompa centrifuga per il trasporto idraulico di corpi solidi

corpi solidi è da prendere in considerazione quasi esclusivamente la regolazione della velocità di rotazione. Essa ha anche un altro vantaggio: se la girante della pompa, a causa dell'incremento del logorio per erosione, fornisce solo piccoli incrementi di pressione la compensazione può avvenire aumentando la velocità di rotazione.

Nelle tubazioni verticali la caduta dei corpi solidi è molto più pericolosa perché le tubazioni possono otturarsi spontaneamente se la portata scende sotto il valore minimo (anche durante l'arresto della pompa).

L'usura elevata provocata da corpi solidi granulosi caratterizza la costruzione di queste pompe. La Fig. 58 è rappresenta la robusta costruzione di queste pompe. Il grado di usura provoca inoltre la limitazione del campo di funzionamento ammissibile nei pressi di Q_{opt}.

La concentrazione elevata di corpi solidi limita l'impiego delle pompe centrifughe: solo l'esperienza permetterà di determinare questi limiti.

Queste argomentazioni devono convincere l'operatore che la scelta di una pompa per il convogliamento di corpi solidi può essere molto rischiosa se effettuata senza l'esperienza richiesta; quindi si consiglia di riservare questa operazione agli esperti.

6.5
Corpi solidi a fibra lunga

Se il liquido convogliato contiene corpi solidi a fibra lunga può provocare disturbi di funzionamento (specialmente nelle pompe con girante a elica) se i corpi (fibre vegetali, fogli di plastica, stracci ecc.) rimangono bloccati sulla parte anteriore della girante a elica. La conseguenza è un continuo e forte aumento della perdita di prevalenza contemporaneamente ad un aumento della potenza assorbita, che si verificano finché il motore di comando dovrà essere arrestato a causa di sovraccarico.

Il problema viene risolto durante la progettazione della pale, piegando verso l'interno lo spigolo anteriore delle pale. Questa costruzione consente alle fibre di scivolare lungo gli spigoli anteriori delle pale durante il funzionamento per essere poi sminuzzate nel gioco in corrispondenza del diametro esterno ed infine espulse. Le pale cosiddette autopulenti sono indicate con la sigla ECB (= ever clean blade) [5].

Le acque cariche comunali contengono spesso fibre tessili che, con le giranti a più canali o simili setti di separazione del flusso, possono portare alla formazione di trecce o all'intasamento delle giranti. In questo caso le giranti monocanale, le giranti elicoidali o le giranti a vortice (vedi Fig. 43) sono più indicate.

7 La periferia

7.1 Tipi di installazione delle pompe

Il tipo di installazione rappresenta una caratteristica costruttiva che contraddistingue le configurazioni delle pompe di una serie costruttiva. La figura 59, da a fino a o, evidenzia i tipi di installazione più frequenti per le pompe centrifughe orizzontali e verticali [1].

I parametri principali per il tipo di installazione di una pompa sono:

- la posizione orizzontale o verticale dell'albero (figure a e b, anche i e c oppure h ed f),
- la disposizione dei piedi della pompa, in basso o all'altezza dell'asse (figure d ed e),
- installazione del gruppo su fondazione o installazione libera (figure b ed f),
- la sistemazione del motore su propria piastra, o su piastra di base comune, oppure flangiata direttamente alla pompa (figure g, a, h ed i),
- la ripartizione dei pesi della pompa e del motore
- la disposizione della bocca premente nel caso di pompe tubolari, (figure k, l, m ed n),
- corpo della pompa esternamente asciutto o bagnato (figure b ed o)

Figura 59 da a fino ad o: esempi di tipi di installazioni

a

b

c

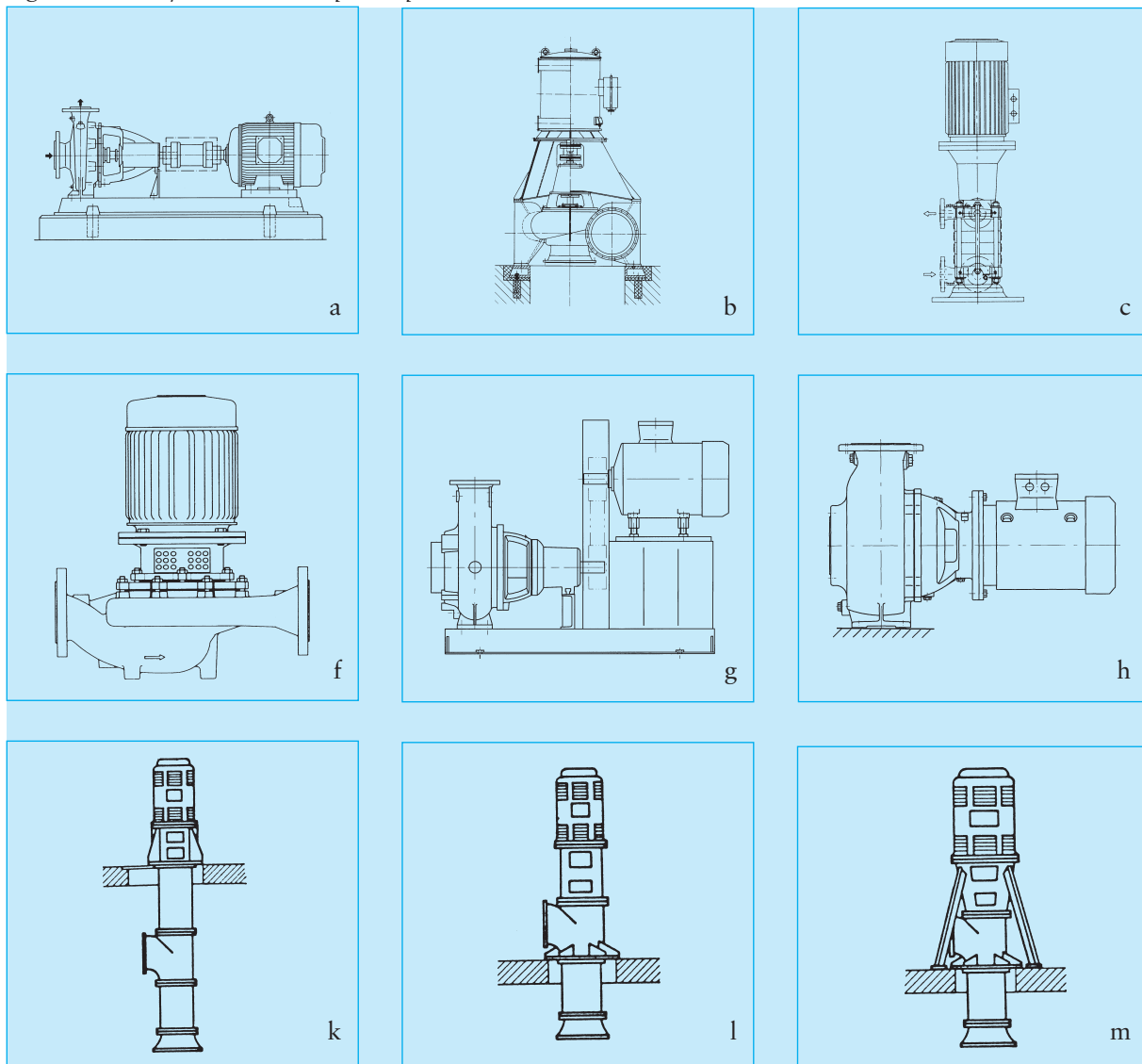
f

g

h

k

l

m

7.2 Conformazione della camera di aspirazione della pompa

7.2.1 Camera della pompa

La camera sul lato aspirante della pompa serve per la raccolta e il convogliamento discontinuo di liquidi quando l'afflusso medio di liquido è inferiore alla portata della pompa.

Le sue dimensioni dipendono dalla portata Q della pompa e dalla frequenza di avviamenti Z ammissibile per il motore elettrico, vedi Par. 3.3.3.1.

Il volume utile V_N della camera della pompa si calcola in base a

$$V_N = Q_{zu} \cdot \frac{Q_m - Q_{zu}}{Q_m \cdot Z} \qquad \textbf{(48)}$$

con

Z frequenza massima degli avviamenti in 1/h

Q_{zu} portata affluente in m^3/h

$Q_m = (Q_e + Q_a) / 2$

Q_e portata al punto di avviamento in m^3/h

Q_a portata al punto di arresto in m^3/h

V_N volume utile in m^3 della camera di aspirazione, compreso un eventuale volume di liquido ristagnante.

La frequenza massima di avviamenti si verifica quando la portata media Q_m è il doppio della portata affluente Q_{zu} del liquido. Quindi il numero massimo di avviamenti si calcola con la formula

$$Z_{max} = Q_m/4V_N. \qquad \textbf{(49)}$$

Nel convogliamento di acque cariche è necessario evitare che i corpi solidi si depositino nelle camere morte oppure sul fondo. A tale scopo è opportuno prevedere pareti con un'inclinazione di 45° o meglio di 60°, come indicato nella Fig. 60.

d

e

i

j

n

o

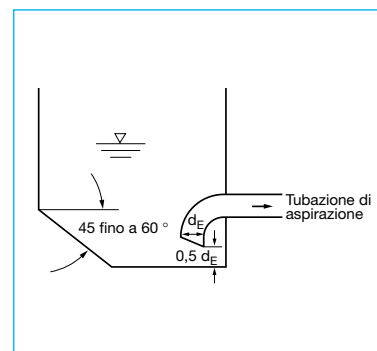
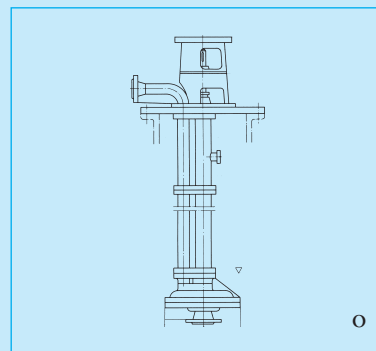
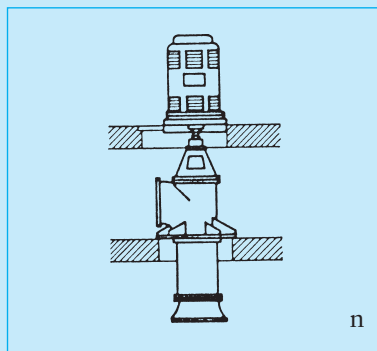
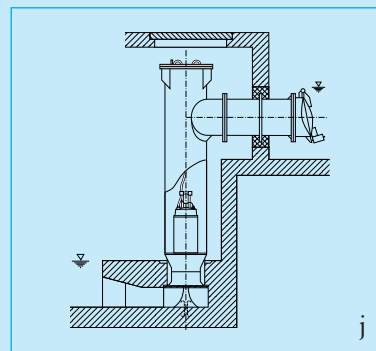
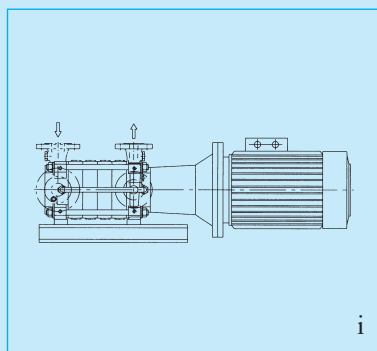
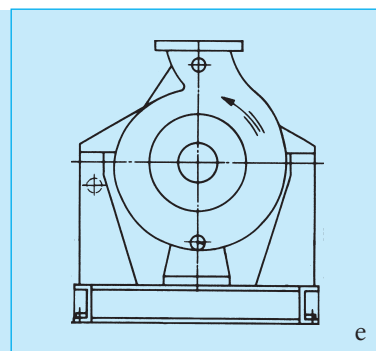
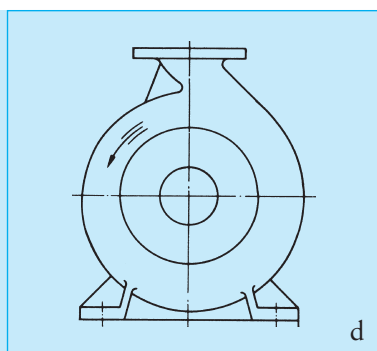



Fig. 60: Vasca con pareti inclinate per evitare depositi ed accumulo di corpi solidi

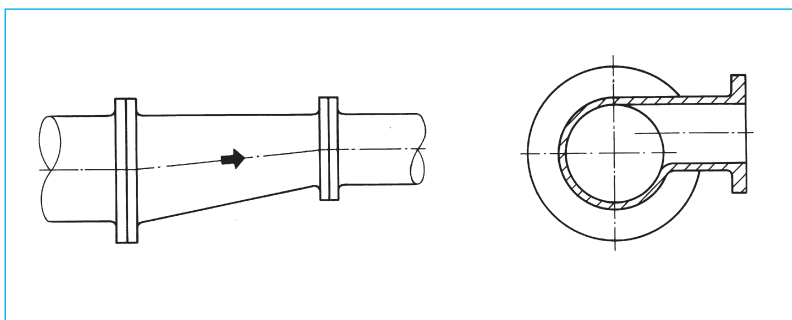



Fig. 61: Tronchetto eccentrico e pezzo di diramazione per evitare sacche d'aria

Fig. 62:
Gomito di accelerazione prima di una pompa verticale, con corpo a spirale, con elevato numero di giri specifico

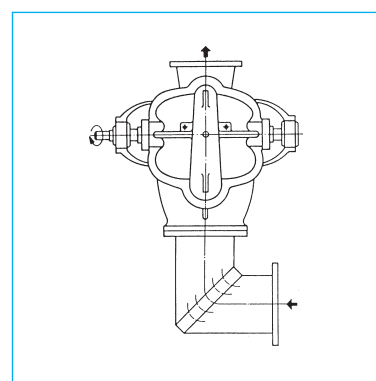
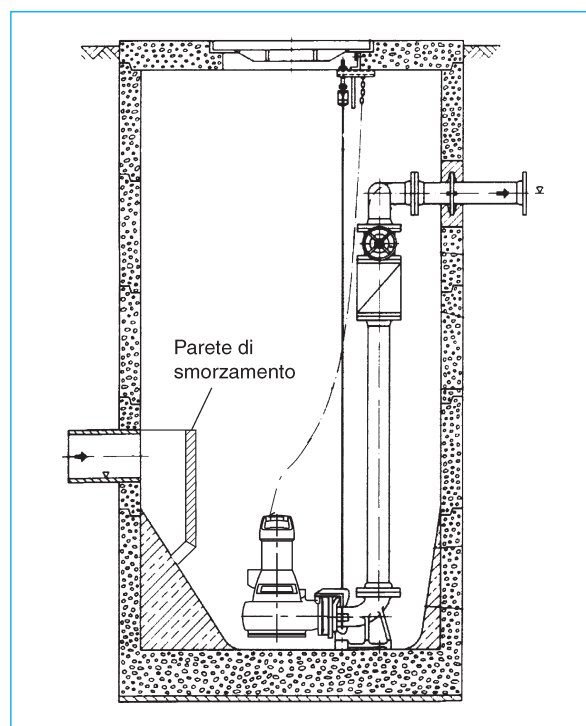



Fig. 63:
Gomito di ingresso con griglia di guida prima di un corpo a spirale con doppio ingresso (vista dall'alto)

7.2.2 Tubazione di aspirazione

La tubazione di aspirazione deve essere possibilmente corta e leggermente saliente verso la pompa. Se necessario si devono prevedere tronchetti eccentrici di aspirazione secondo Fig. 61 (con un tronco di tubo di lunghezza sufficiente L ≥ d prima della pompa) per evitare la formazione di sacche d'aria. Se sull'impianto non si può evitare un gomito prima dell'ingresso nella pompa, è opportuno prevedere un gomito di accelerazione (Fig. 62) che renda uniforme l'afflusso; prima di pompe a doppio ingresso o di pompe con giranti semiassiali (o perfettamente assiali) è necessario prevedere, per gli stessi motivi, una griglia di guida nel gomito (vedi Fig. 63), a condizione che il liquido lo consenta (nessun corpo solido a fibre lunghe, vedi Par. 6.5).

Fig. 64: Montaggio di una parete di smorzamento nella camera di ingresso di un'elettropompa sommergibile

La distanza fra la tubazione di aspirazione della pompa e la tubazione di alimentazione del serbatoio o della camera della pompa deve essere tale da evitare infiltrazioni o vortici nella tubazione aspirante della pompa; se necessario si devono prevedere pareti di smorzamento (figure 64 e 65). La tubazione di alimentazione deve sboccare sempre sotto lo specchio del liquido (vedi Fig. 65).

Se la bocca di ingresso della tubazione aspirante nel serbatoio di aspirazione non è sommersa a sufficienza, potrebbero formarsi gorghi i quali potrebbero provocare l'aspirazione d'aria. Questo fenomeno inizia con la formazione di una superficie imbutiforme nella quale il pelo libero si abbassa fino a creare improvvisamente un vortice che parte dalla superficie fino alla tubazione aspirante; ne deriva quindi un funzionamento molto perturbato della pompa e una caduta delle prestazioni. Le sommergenze minime necessarie sono indicate nella Fig. 67, la distanza minima delle tubazioni aspiranti dalle pareti e dal fondo del serbatoio sono indicate nella Fig. 66 (nel caso di pompe con corpo tubolare valgono provvedimenti particolari, vedi 7.2.3).

La Fig. 67 indica la sommergenza minima S_{min} in funzione del diametro di entrata d_E (nei tubi tronchi è il diametro interno del tubo oppure il diametro di apertura del cono di ingresso) e della

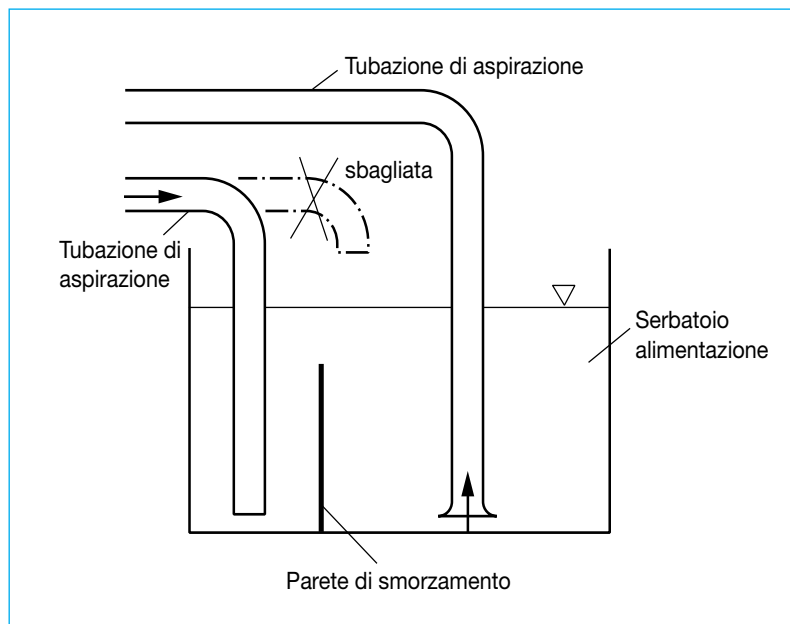



Fig.65: Disposizione delle tubazioni nel serbatoio di aspirazione per evitare infiltrazioni d'aria nella pompa

DN	B mm
65	80
80	80
100	100
150	100
200	150
250	150
300	200
400	200
500	200

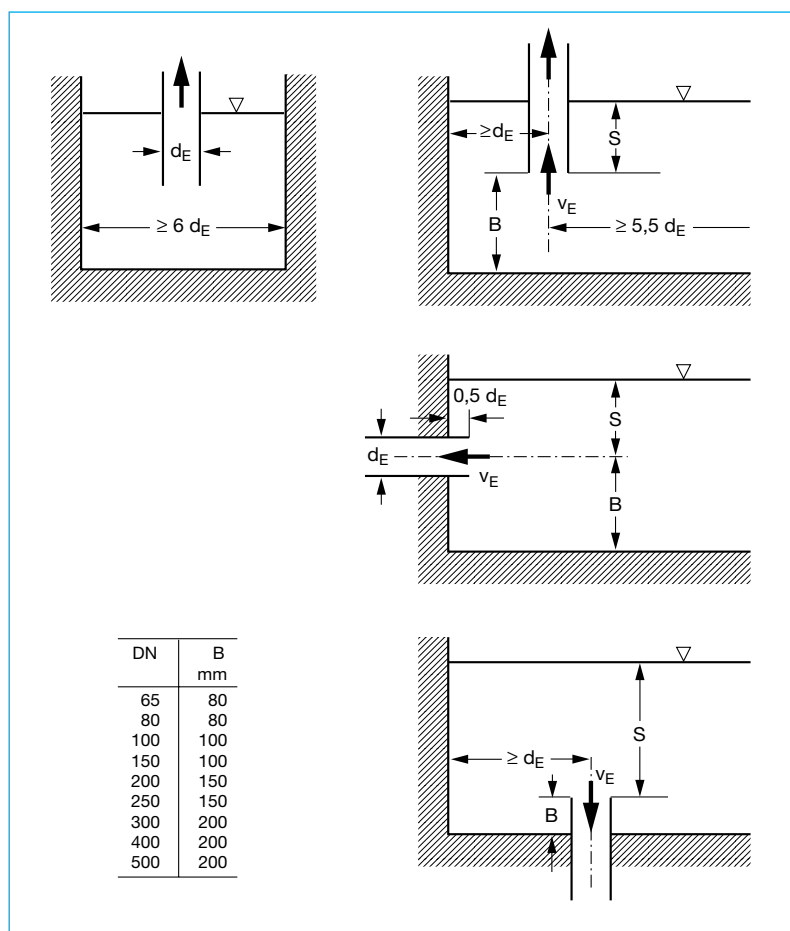



Fig. 66: Distanza dalle pareti della tubazione di aspirazione nel serbatoio secondo le indicazioni di VdS. S_{min} secondo Fig. 67.
Due tubi di aspirazione richiedono una distanza ≥ 6 d_E l'uno dall'altro.

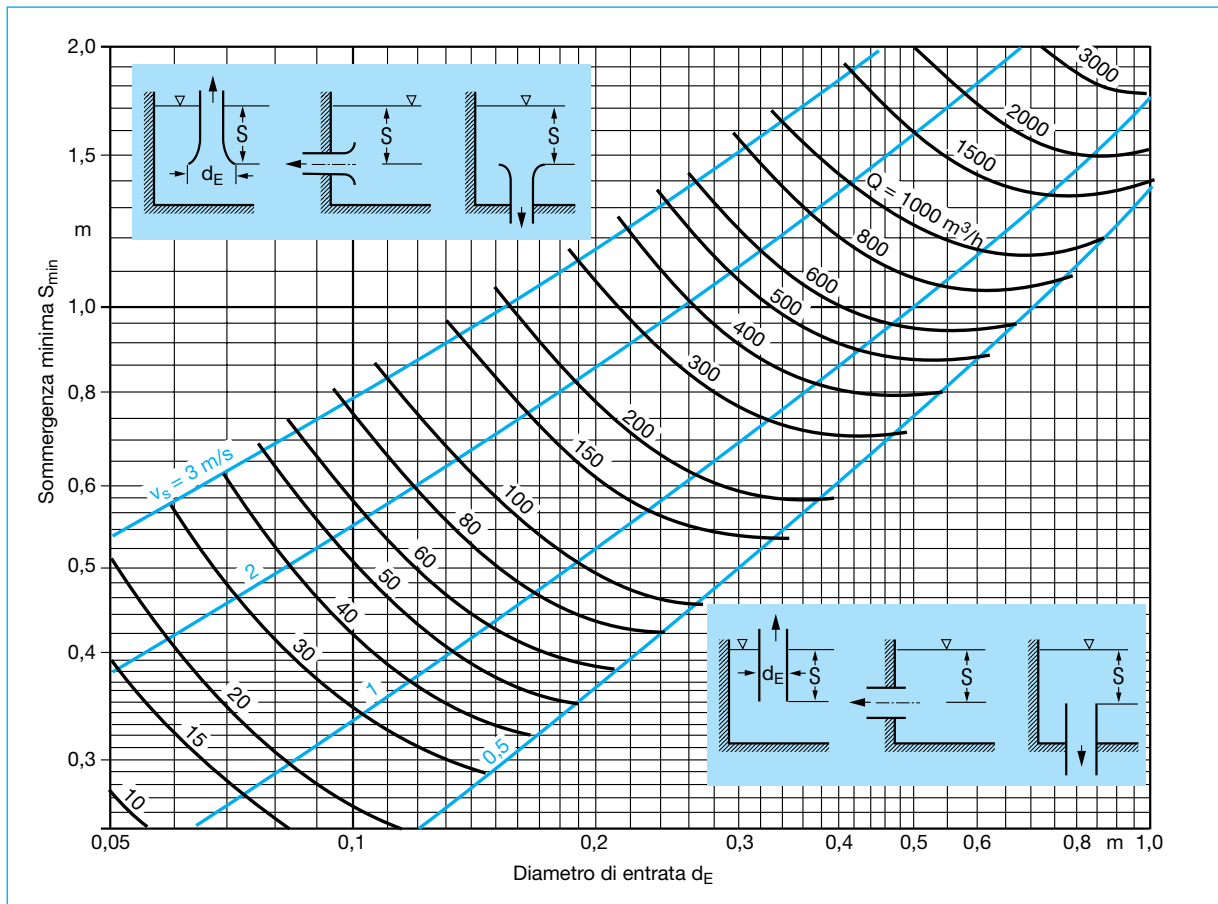



Fig.67: Sommergenza minima S_{min} di tubazioni orizzontali e verticali di aspirazione (senza o con cono di ingresso) in serbatoi di aspirazione, per evitare la formazione di vortici (secondo Hydraulic Institute)

portata Q; in alternativa si può calcolare come segue, **secondo le indicazioni di Hydraulic Institute:**

$$S_{min} = d_E + 2{,}3 \cdot v_s \cdot \sqrt{\frac{d_E}{g}} \quad (50)$$

con

S_{min} sommergenza minima in m,

v_s velocità del fluido = Q/900 π d_E^2 in m/s, si consiglia 1 fino a 2 m/s, comunque non oltre 3 m/s

Q portata in m^3/h

g accelerazione di gravità 9,81 m/s^2

d_E diametro di entrata in m del tubo di aspirazione o del cono di ingresso.

I valori di sommergenza minima indicati dalla **Prevenzione dei sinistri** sono adeguati alla velocità del fluido di 1 m/s [13].

Se le sommergenze minime indicate non sono disponibili è necessario ricorrere a provvedimenti, come quelli illustrati alle figure 68 e 69, mirati ad evitare la formazione di vortici attraverso i quali viene aspirata aria.

Indipendentemente da quanto suddetto è necessario accertarsi che le profondità di installazione corrispondano ai requisiti richiesti per un calcolo dell'$NPSH_{disp}$ secondo Par. 3.5.2.

Fig. 68: Setto per evitare la formazione di vortici attraverso i quali viene aspirata aria

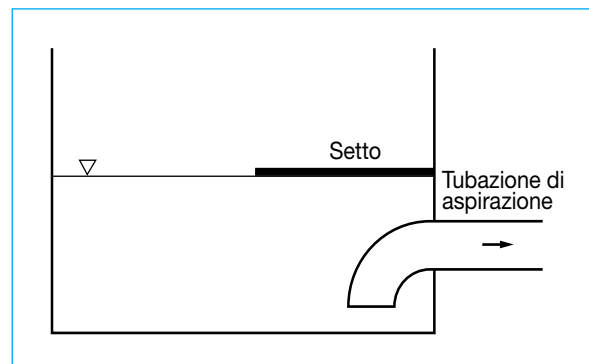
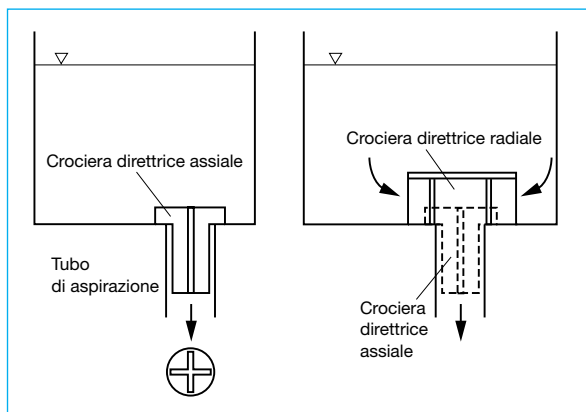



Fig. 69: Installazione di setti direttori per evitare la formazione di vortici

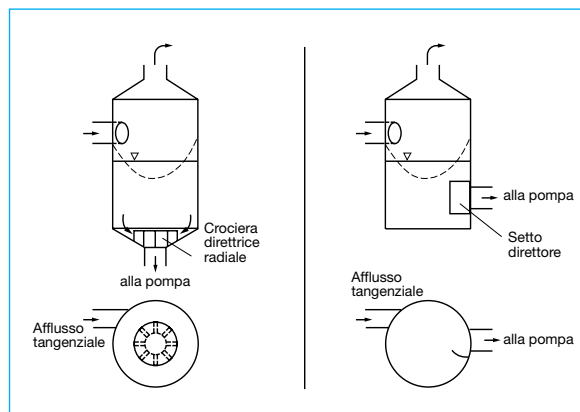
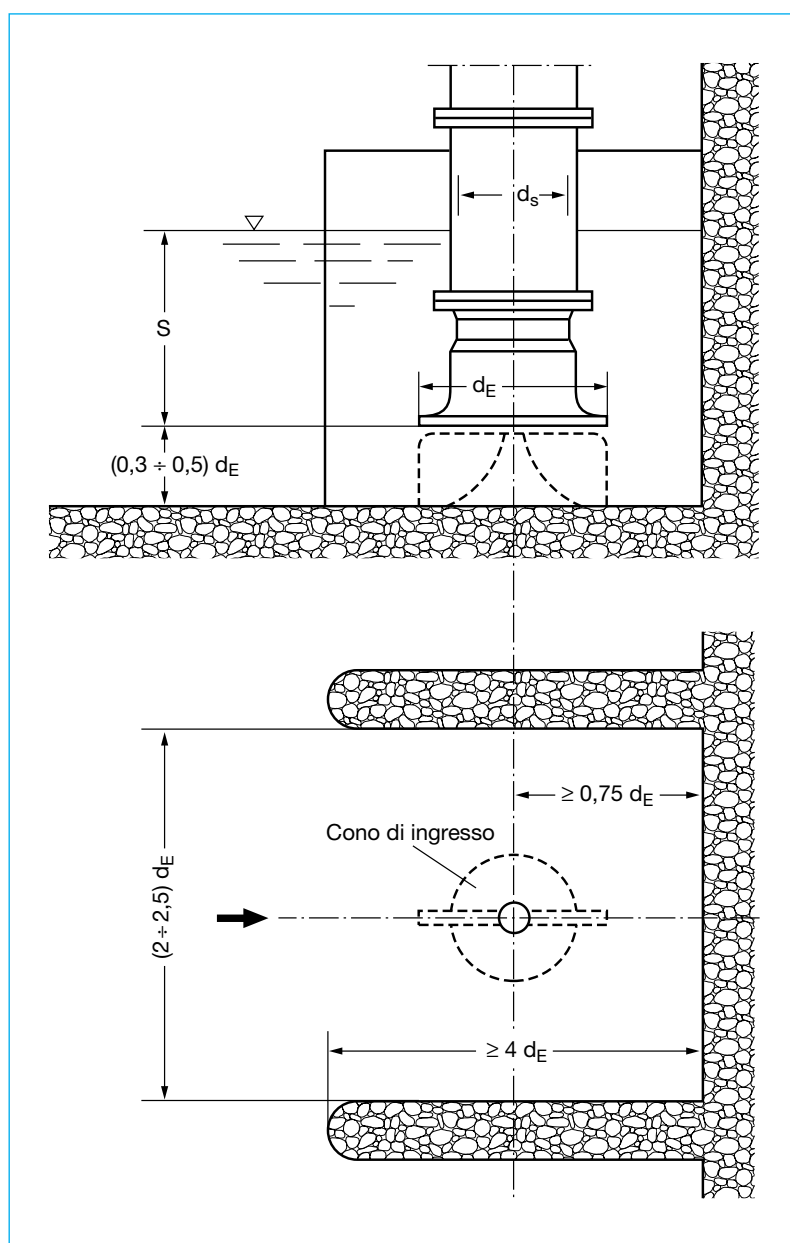



Fig. 70: Installazione di dispositivi direttori in serbatoi cilindrici di afflusso, per evitare disturbi nell'alimentazione della pompa

Casi speciali, ma frequenti, sono rappresentati dai serbatoi circolari con tubazione di afflusso disposta tangenzialmente, il cui getto di uscita mette in rotazione il contenuto del serbatoio; in questo caso si devono prevedere setti direttori, come indicato nella Fig. 70.

7.2.3 Conformazione della camera di aspirazione per le pompe con corpo tubolare [1]

Nelle pompe con corpo tubolare la sommergenza minima rispetto al livello del liquido e la conformazione della camera di aspirazione sono importanti perché le giranti con elevato numero di giri specifico reagiscono in modo molto sensibile all'afflusso non uniforme e ai vortici.

Fig. 71: Disposizione del tubo di aspirazione in camere di aspirazione di pompe con corpo tubolare. S_{min} secondo Fig. 72. $d_E \approx (1{,}5 \div 1{,}65) d_s$. Due tubi di aspirazione affiancati devono avere una distanza > 3 d_E.

La Fig. 71 mostra la disposizione delle tubazioni di aspirazione nelle camere di aspirazione delle pompe tubolari. Per camere di aspirazione aperte, non rivestite, con o senza cono di ingresso, la sommergenza minima può essere letta nella Fig. 72 oppure calcolata in base alla formula seguente:

$$S_{min} = 0{,}8\ d_E + 1{,}38 \cdot v_s \cdot \sqrt{\frac{d_E}{g}} \quad (51)$$

con

S_{min} sommergenza minima in m

v_s velocità del fluido $= Q/900\ \pi\ d_E^2$ in m/s

Q portata in m^3/h

g accelerazione di gravità 9,81 m/s^2

d_E diametro di entrata, in m del cono di ingresso.

Le camere di aspirazione rivestite o coperte o i gomiti Kaplan sono costosi, ma consentono sommergenze minime ridotte [1].

Indipendentemente da quanto suddetto è necessario accertarsi che le profondità di installazione corrispondano ai requisiti richiesti per un calcolo dell'$NPSH_{disp}$ secondo Par. 3.5.2.

Fig. 72: Sommergenza minima S_{min} del tubo di aspirazione di pompe con corpo tubolare, per evitare la formazione di vortici

7.2.4 Dispositivi ausiliari di aspirazione

La maggior parte delle pompe centrifughe non è autoadescante, quindi la tubazione di aspirazione e il corpo della pompa lato aspirante devono essere disaerati prima della messa in funzione affinché la pompa riesca a convogliare,

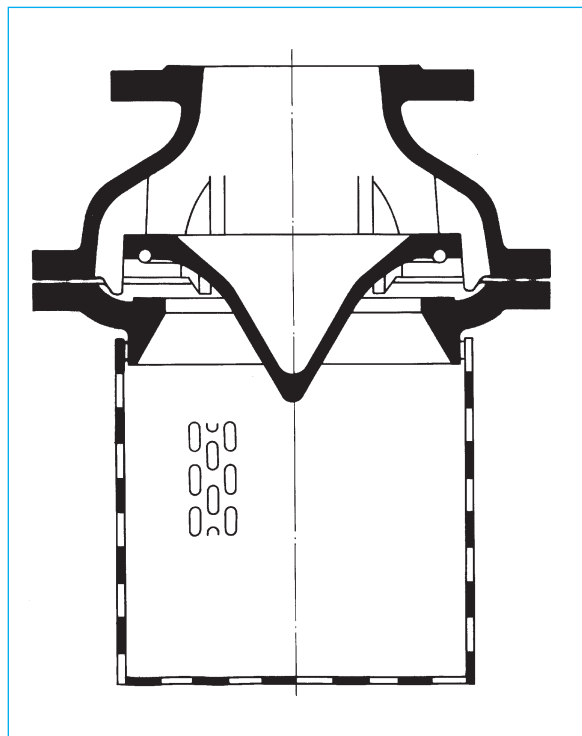



Fig. 73: Valvola di fondo (valvola a sede piatta) con succheruola

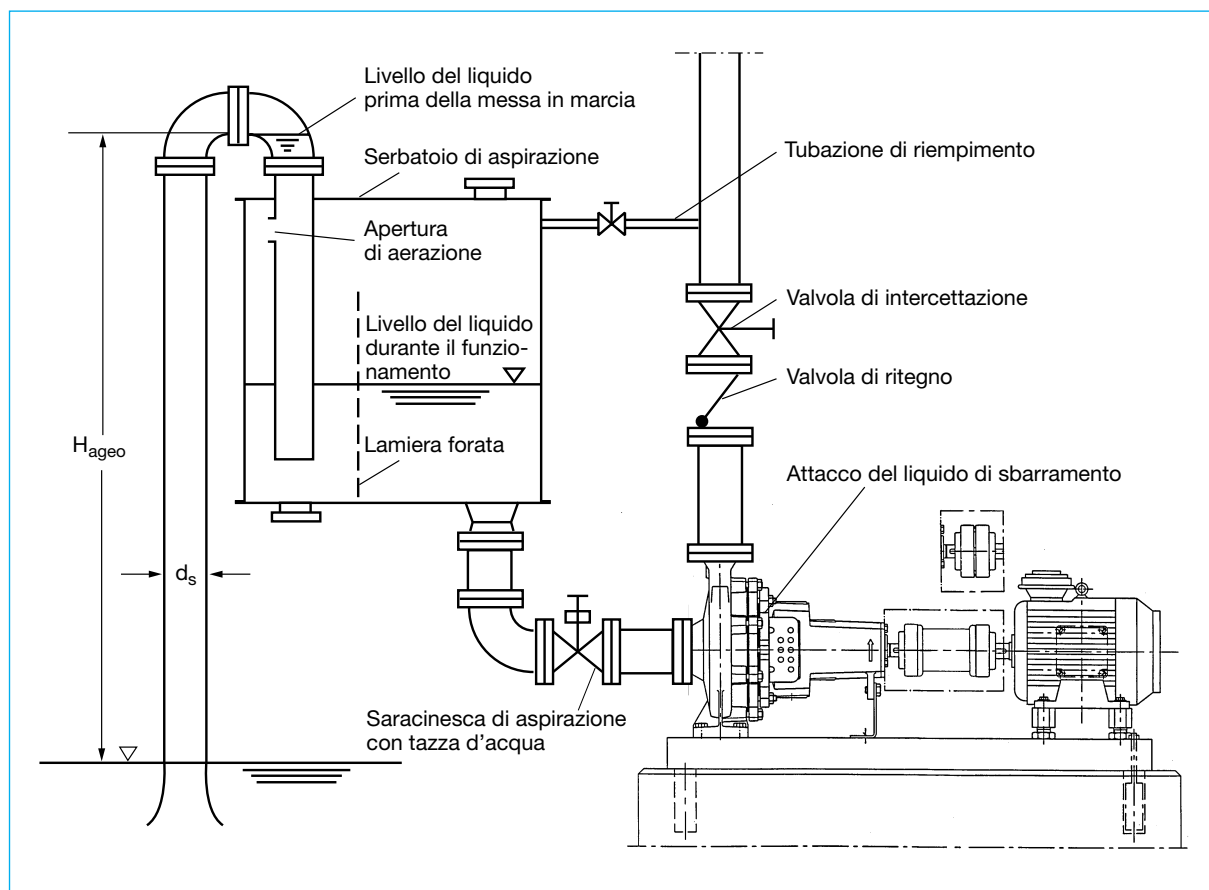



Fig. 74: Disposizione di un serbatoio di aspirazione

purché la girante non sia al di sotto del livello del liquido. Questa procedura, spesso fastidiosa, si può evitare se sull'entrata della tubazione di aspirazione si prevede una valvola di fondo (con la funzione di valvola di ritegno) (Fig. 73). La disaerazione è necessaria solo per il primo avviamento o dopo un lungo periodo di arresto.

Anche un serbatoio di aspirazione (cassa di aspirazione, recipiente sotto vuoto) soddisfa lo stesso scopo, specialmente con liquidi inquinati, (aumenta però le perdite di carico e riduce di conseguenza $NPSH_{disp}$). Prima della bocca aspirante della pompa viene inserito un serbatoio a tenuta di vuoto (Fig. 74), che deve essere riempito di liquido da convogliare prima dell'avviamento. All'avviamento la pompa svuota il serbatoio estraendo l'aria dalla tubazione aspirante (sifone) ed immettendola nel serbatoio finché il liquido da pompare comincia a fluire. Il riempimento del serbatoio di aspirazione tramite la tubazione premente può essere manuale o automatico, dopo l'arresto della pompa; il volume d'aria immagazzinato fuoriesce a sua volta dal serbatoio nella tubazione aspirante.

Il volume V_B del serbatoio di aspirazione dipende dal volume della tubazione aspirante e dall'altezza di aspirazione della pompa:

$$V_B = d_s^2 \frac{\pi}{4} \cdot L_s \cdot \frac{p_b}{p_b - \varrho g H_s} \qquad (52)$$

con

V_B volume del serbatoio in m^3

d_s diametro interno in m della tubazione piena d'aria

L_s lunghezza in m della tubazione piena d'aria

p_b pressione atmosferica in Pa (= 1 bar = 100 000 Pa)

ϱ densità del liquido convogliato in kg/m^3

g accelerazione di gravità 9,81 m/s^2

H_s altezza di aspirazione della pompa in m secondo l'equazione

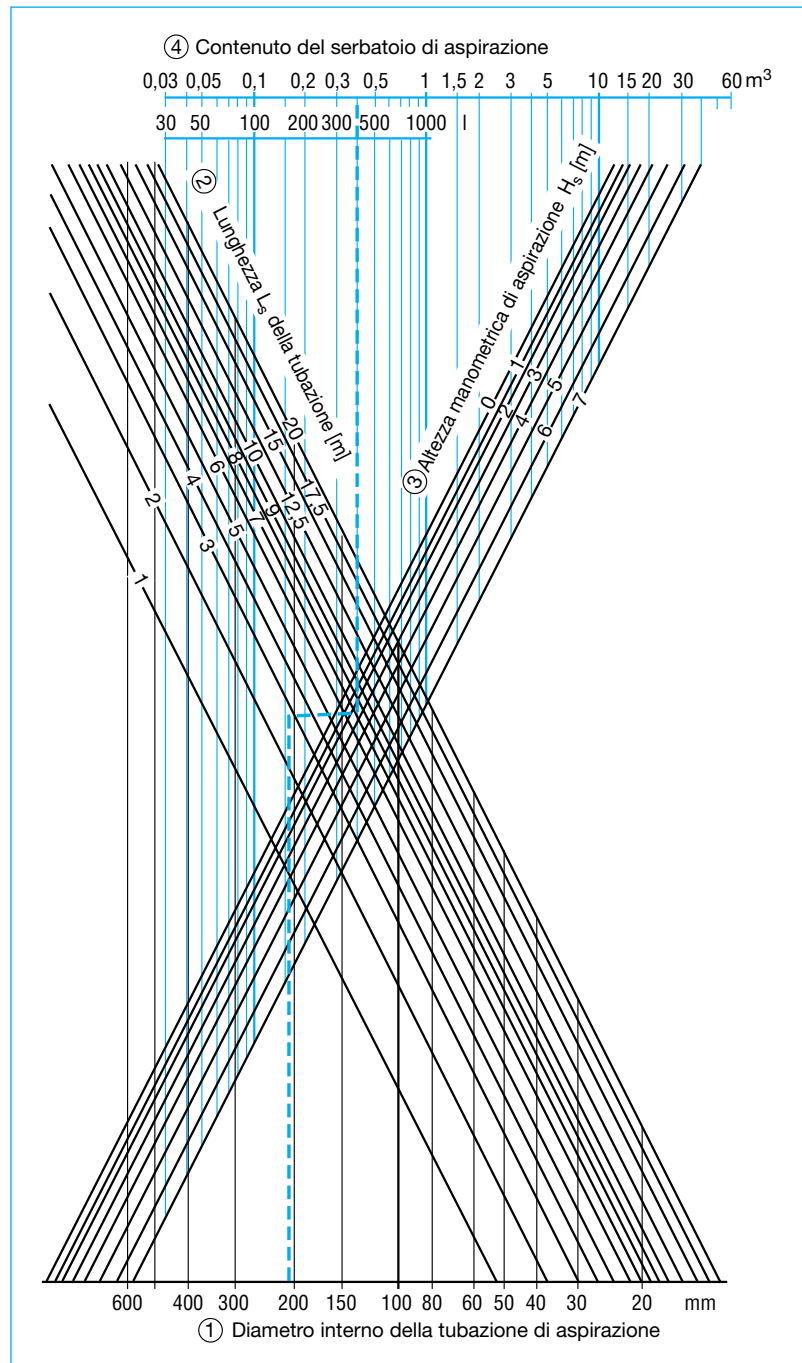
$$H_s = H_{sgeo} + H_{vs} \quad (53)$$

con

H_{sgeo} altezza geoetica di aspirazione in m, come da Fig. 36

H_{vs} resistenze, in m, nella tubazione di aspirazione (paragrafo 3.2.1.2).

Poiché nella maggior parte dei casi H_{vs} è decisamente inferiore a H_{sgeo}, si può risparmiare l'equazione (53) e porre H_s = H_{sgeo} . Per questa condizione la Fig. 75 offre una rapida soluzione grafica per determinare la grandezza del serbatoio.

Per sicurezza il volume del serbatoio dovrebbe essere aumentato con il fattore 2 fino a 2,5, e fino a 3 nel caso di piccoli impianti. In nessun punto del sistema la pressione deve scendere sotto quella di evaporazione.

BFig. 75: Diagramma per determinare la grandezza del serbatoio di aspirazione. La sequenza del procedimento è indicata con numeri di posizione da ① fino a ④. Il risultato di calcolo nella grafica è già stato moltiplicato con il fattore addizionale 3,0. (Perdite di carico H_{vs} nella tubazione aspirante trascurate)

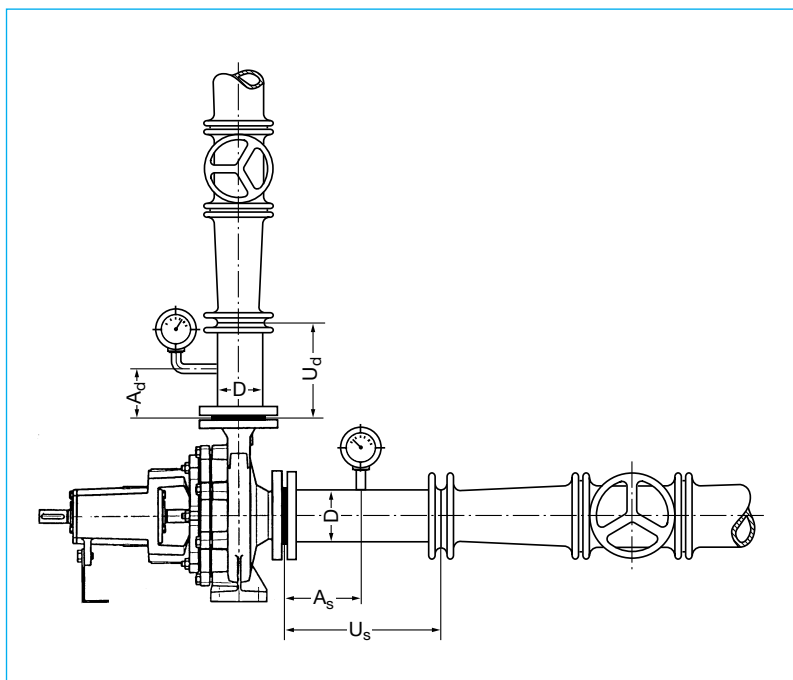



Fig. 76: Disposizione dei manometri prima e dopo la pompa

7.3 Disposizione dei punti di misurazione

Per mantenere una certa precisione durante la misurazione della pressione e della velocità del flusso, in corrispondenza dei punti di misura il flusso deve essere ordinato. Per ottenere questa condizione, il flusso ha bisogno di tronchi di tubo non disturbati prima e dopo il punto di misura, indicati nella Fig. 76 e nella Tabella 14. Tutti gli organi installati nelle tubazioni, che possono influire su un flusso del liquido lineare, parallelo e privo di vortici, devono essere considerati elementi di disturbo.

La **prevenzione dei sinistri** indica le distanze in multipli del diametro del tubo per le **misurazioni durante il funzionamento. ISO 9906** le denomina distanze per le **misurazioni di collaudo.** Entrambe le fonti sono citate nella Tabella 14.

Se questi tronchi di tubazione si riducono, si deve tenere conto di misurazioni meno precise. Di conseguenza le flange della pompa non possono essere impiegate come punti di misura per gli scopi accennati.

I punti di misurazione della pressione sono un foro da 6 mm di diametro e un manicotto a saldare per l'installazione del manometro. Meglio ancora sono le camere anulari di misura con quattro fori suddivisi uniformemente sulla circonferenza.

Tabella 14: Valori per lunghezze di tubo prive di disturbi in corrispondenza di punti di misura, espresse in multipli del diametro del tubo D

Fonte	Distanza dalla flangia della pompa		Lunghezza di tubo non disturbata		
	A_s/D	A_d/D	U_s/D	U_d/D	
VdS 2092-S	0,5	1,0	2,5	2,5	Misurazione durante il funzionamento
ISO 9906	2,0	2,0	$5+n_q/53$	–	Misurazione durante il collaudo

7.4 Giunti degli alberi

II giunti degli alberi utilizzati per le pompe centrifughe possono essere suddivisi in giunti rigidi ed elastici. I giunti rigidi vengono impiegati soprattutto per collegare due alberi perfettamente allineati dove il minimo disassamento è causa di rilevanti sollecitazioni non solo nel giunto ma anche sulle estremità d'albero collegate.

Secondo DIN 740 il giunto elastico è un elemento elastico di giunzione, senza slittamenti, fra il motore e la pompa che compensa difetti di allineamento assiali, radiali ed angolari e che assorbe gli urti.

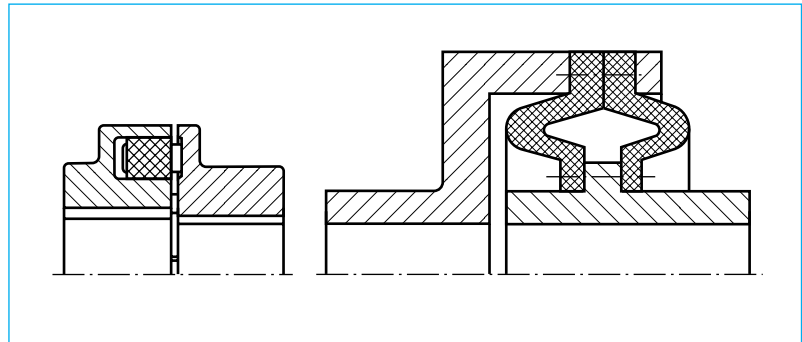



Fig. 77: Giunto elastico (a sinistra) e giunto altamente elastico.

L'elasticità è data da elementi in gomma la cui deformabilità serve per assorbire le sollecitazioni. La durata degli elementi elastici dipende soprattutto dall'errore di allineamento da compensare. La Fig. 77 mostra i tipi più usati di giunti elastici. La Fig. 78 mostra l'esempio di un gruppo con pompa centrifuga con corpo a spirale dotato di giunto con bussola intermedia che consente di smontare il rotore della pompa senza dover smontare le tubazioni di aspirazione (o di presa) e la tubazione premente senza dover spostare il motore (sistema costruttivo delle pompe di processo).

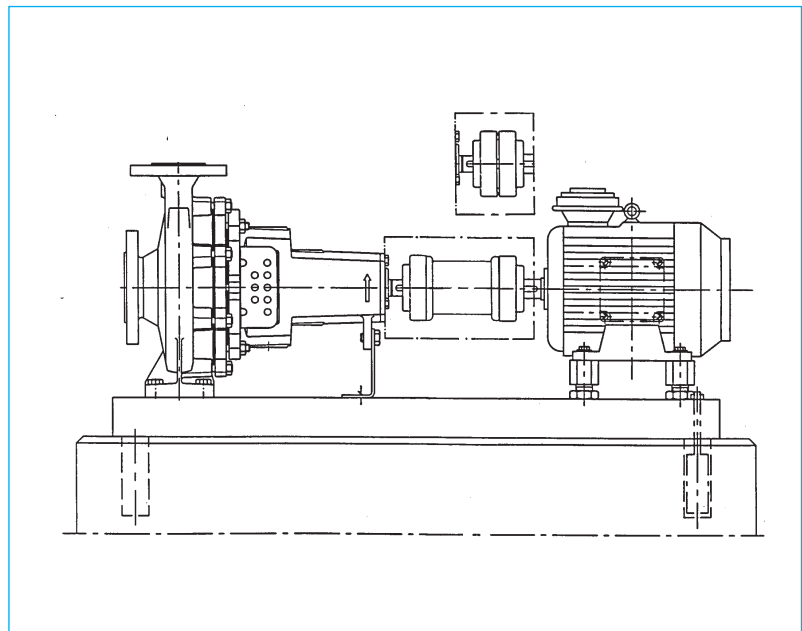



Fig. 78: Pompa con giunto provvisto di bussola intermedia a confronto con un giunto normale

7.5 Carichi sulle bocche della pompa

Le pompe centrifughe installate su fondazione non devono essere considerate come punti fissi per il fissaggio delle tubazioni. Anche se durante il montaggio le tubazioni vengono collegate alle bocche della pompa senza trasmettere sforzi, alle condizioni di esercizio (pressione e temperatura) o in seguito al peso delle tubazioni piene d'acqua si verificano forze e momenti che gravano come carico sulle bocche. Poiché provocano tensioni e deformazioni nei corpi delle pompe e variazioni dell'allineamento del giunto, vengono compromesse la tranquillità di funzionamento della pompa, la durata degli elementi elastici del giunto dell'albero, i cuscinetti e le tenute meccaniche. Perciò i carichi ammissibili sulle bocche sono limitati [1].

Poiché l'insieme dei carichi gravanti su ogni bocca della pompa è dovuto a tre componenti di forze e tre componenti di momenti, non è possibile indicare i valori limite teorici per tutte le combinazioni dei carichi sulle bocche. Quindi o si controlla se i carichi sulle bocche indicati dal cliente sono ancora ammissibili mediante un calcolo, oppure ci si deve accontentare di valori limite forfettari fortemente ridotti, come sono indicati in numerose normative tecniche (Opuscolo EUROPUMP "Forze e momenti ammissibili sulle flange per pompe centrifughe" 1986; API 610; ISO 5199).

La Fig. 79 mostra a titolo di esempio i carichi ammissibili sulle bocche di una pompa monostadio con corpo a spirale secondo ISO 5199 (linee continue per pompe su piastra di base inghisata, linee tratteggiate per pompe su piastra di base non inghisata).

Fig. 79: Momenti ammissibili M_{max} nel piano delle flange nonché forze ammissibili $F_{H, max}$ (nel piano x, z) e $F_{V, max}$ (in direzione y) secondo ISO 5199, per pompe monostadio con corpo a spirale in fusione d'acciaio ferritico o ghisa sferoidale a temperatura ambiente. Per fusioni di acciaio austenitico o ghisa con grafite lamellare o per temperature superiori, valgono valori inferiori.

7.6 Normative tecniche

Dall'inizio degli anni 60 in Germania sono state prodotte numerose norme nazionali ed altre normative tecniche che regolano dimensioni, costruzione, esecuzione, fornitura, esigenze ed impiego di pompe centrifughe e gruppi con pompe centrifughe. Nel frattempo esse sono confluite in normative europee ed internazionali, elaborate da gestori e costruttori ed introdotte oggi praticamente in tutti i settori industriali di utilizzo delle pompe e di costruzione delle stesse. La Fig. 80 a pagina 74 cita le normative tecniche più importanti.

Campo di validità e competenza		Pompe dimensionalmente normalizzate	Direttive e specifiche
Repubblica Federale Tedesca	VDMA – Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V. Fachgemeinschaft Pumpen	VDMA 24 253 Pompe centrifughe con corpo corazzato (pompe corazzate); ad un ingresso, ad uno stadio, con ingresso assiale; prestazioni, dimensioni principali VDMA 24 252 Pompe centrifughe con pareti di usura, PN 10 (pompe per acqua di lavaggio); con supporto, denominazione, prestazioni nominali, dimensioni principali	VDMA 24 292 Pompe per liquidi, istruzioni di funzionamento di pompe e di gruppi di pompaggio, divisioni, elementi del testo, sicurezza VDMA 24 261 T. 1 Pompe centrifughe, denominazione secondo le modalità di funzionamento e le peculiarità costruttive VDMA 24 276 Pompe per liquidi per impianti chimici, esigenze di qualità delle parti costruttive delle pompe VDMA 24 279 Pompe centrifughe; requisiti tecnici; pompe a trascinamento magnetico ed elettropompe con motore a rotore immerso.
Repubblica Federale Tedesca	DIN – Deutsches Institut für Normung e.V. Normenausschuß Maschinenbau, Fachber. Pumpen	DIN 24 251 Pompe di accumulo con prevalenze fino a 1000 m DIN 24 259 T. 1 Piastre di base per macchine; dimensioni DIN 24 299 T. 1 Targhetta di fabbricazione per pompe; direttive generali DIN 24 960 Tenute meccaniche, camera della tenuta dell'albero, dimensioni principali, denominazioni e conici materiali	DIN 1944 Prove di collaudo di pompe centrifughe (bis 1999) DIN 24 250 Pompe centrifughe, denominazione e numerazione di parti singole DIN 24 260 Pompe per liquidi, pompe centrifughe ed impianti con pompe centrifughe, concetti, simboli, unità DIN 45 635 T. 24 Misurazione della rumorosità delle macchine, misurazione della rumorosità in aria, procedimento a superficie inviluppo, pompe per liquidi DIN 24 273 Pompe e gruppi di pompaggio per liquidi; prove materiali e di costruzione DIN 24 296 Pompe e gruppi di pompaggio per liquidi; ricambi, selezione ed approvvigionamento DIN ISO 9905 DIN-EN 25199 DIN ISO 9908 Pompe centrifughe; esigenze tecniche Classe I Classe II Classe III DIN 1988 T.5 Regole tecniche per installazioni con acqua potabile, incremento e riduzione di pressione DIN 24 420 Elenchi delle parti di ricambio DIN 24 293 Pompe centrifughe; documentazioni tecniche, concetti, estensione della fornitura, esecuzione DIN 1986 Impianti di drenaggio per edifici e terreni
Internazionali – Europa	CEN – Comité Européen de Normalisation Europäisch. Komitee f. Normung, Techn. Komm. TC 197 Pumpen	DIN EN 735 Dimensioni di attacco per pompe centrifughe; tolleranze DIN EN 734 Pompe con canale laterale PN 40; prestazioni nominali, dimensioni principali, sistema di denominazione DIN EN 733 Pompe centrifughe con ingresso assiale PN 10 con supporto; prestazioni nominali, dimensioni principali, sistema di denominazione DIN EN 22858 Pompe centrifughe con ingresso assiale PN 16 con supporto; prestazioni nominali, dimensioni principali DIN EN 23661 Pompe centrifughe con ingresso assiale. Dimensioni delle piastre di base e di installazione	pr EN 12162 Pompe per liquidi; prove idrostatiche pr EN 12639 Pompe per liquidi e gruppi di pompaggio; misurazione della rumorosità, classi di precisione 2 e 3 EN 1151 Pompe di circolazione con potenza assorbita fino a 20 W, per impianti di riscaldamento e per riscaldamento di acqua di consumo EN 809 Pompe e gruppi di pompaggio per liquidi, requisiti tecnici generali di sicurezza DIN EN 806 T. 1 e 2 Regole tecniche per installazioni con acqua potabile DIN EN 1989 Progetto per lo sfruttamento dell'acqua piovana DIN EN 12050 Progetto per impianti di sollevamento di acque cariche per drenaggio di terreni. Norme costruttive e di collaudo DIN EN 12 056 T. 4 Progetto di impianto di drenaggio a gravità all'interno di edifici. Impianti di sollevamento di acque cariche, progettazione e calcolo
Internazionali – Universale	ISO – International Organization for Standardisation Techn. Comm. TC 115/ Pumps	ISO 2858 Endsuction centrifugal pumps (rating 16 bar) – Designation, nominal duty point and dimensions ISO 3661 Endsuction centrifugal pumps – Baseplate and installation dimensions ISO 3069 Endsuction centrifugal pumps – Dimensions of cavities for mechanical seals and for soft packing	ISO DIS 9906 Pompe centrifughe. Collaudi idraulici classi 1 e 2 ISO 5198 Centrifugal mixed flow and axial pumps – Code for acceptance tests – Class A ISO 3555 Centrifugal mixed flow and axial pumps – Code for acceptance tests – Class B (fino 1999) ISO 2548 Centrifugal mixed flow and axial pumps – Code for acceptance tests – Class C (fino 1999) ISO 9905 Technical specifications for centrifugal pumps – Class I ISO 5199 Technical specifications for centrifugal pumps – Class II ISO 9908 Technical specifications for centrifugal pumps – Class III American Petroleum Institute: API 682 Shaft Sealing Systems for Centrifugal and Rotary Pumps; API 610 Centrifugal Pumps for Petroleum, Heavy Duty Chemical and Gas Industry Services

Fig. 80 Normative tecniche nazionali ed internazionali per pompe centrifughe (situazione fine 1998)

8. Esempi di calcolo

Gli esempi di calcolo riportati di seguito, sono contrassegnati con il numero di equazione corrispondente; quindi nell'esempio di calcolo 8.3 si tratta dell'impiego dell'equazione (3).

8.1 Differenza di pressione

Dati: Pompa con corpo a spirale Etanorm 80-200, curva caratteristica vedi Fig.18, Nr. di giri $n = 2900\ min^{-1}$, diametro della girante $D_2 = 219$ mm, punto di funzionamento ottimale: $Q = 200\ m^3/h$, H = 57,5 m, η = 83,5%, temperatura dell'acqua t = 20 °C, densità ϱ = 998,2 kg/m^3. Diametri nominali delle bocche $DN_d = 80$; $DN_s = 100$; diametro interno delle bocche $d_p = 80$ mm, $d_s = 100$ mm [1]. Differenza di quota fra bocca aspirante e bocca premente $z_{s,d} = 250$ mm, Fig. 8.

Si cerca la differenza delle pressioni indicate dai manometri lato premente e lato aspirante.

(L'inserimento di $z_{s,d} = 250$ mm presuppone che entrambi i manometri vengano installati direttamente all'altezza delle bocche, cioè hanno questa differenza di quota; se invece si trovassero alla stessa quota si deve porre $z_{s,d} = 0$; per una corretta posizione dei punti di misura vedi Par. 7.3 ed ISO DIS 9906).

Velocità del fluido

$v_d = 4\ Q / \pi\ d_d^2 = 4 \cdot (200/3600) / \pi\ 0{,}08^2 = 11{,}1$ m/s

$v_s = 4\ Q / \pi\ d_s^2 = 4 \cdot (200/3600)/\pi\ 0{,}10^2 = 7{,}08$ m/s.

Secondo l'equazione **(1)** è:

$\Delta p = \varrho \cdot g \cdot [H - z_{s,d} - (v_d^2 - v_s^2) / 2g]$

$= 998{,}2 \cdot 9{,}81 \cdot [57{,}5 - 0{,}250 - (11{,}1^2 - 7{,}08^2)/(2 \cdot 9{,}81)]$

$= 524\ 576$ Pa $= 5{,}25$ bar

8.2 Potenza assorbita

Sono noti i dati dell'esempio 8.1.

Si cerca: potenza assorbita P.

In base all'equazione **(2)** è: $P = \varrho \cdot g \cdot Q \cdot H / \eta$

$= 998{,}2 \cdot 9{,}81 \cdot (200/3600) \cdot 57{,}5/0{,}835$

$= 37\ 462$ W $= 37{,}5$ kW

8.3 Numero di giri specifico

Con i dati dell'esempio 8.1 si calcola il numero di giri specifico in base all'equazione **(3)** con

$n_q = n \cdot \sqrt{Q_{opt}} / H_{opt}^{3/4} = 2900 \cdot \sqrt{(200/3600)} / 57{,}5^{3/4}$

$= 2900 \cdot 0{,}236/20{,}88 = 32{,}8\ min^{-1}$

oppure

$= 333 \cdot (n/60) \cdot \sqrt{Q_{opt}} / (gH_{opt})^{3/4}$

$= 333 \cdot 48{,}33 \cdot \sqrt{(200/3600)} / 9{,}81 \cdot 57{,}5^{3/4}$

$= 333 \cdot 48{,}33 \cdot 0{,}236/115{,}7 = 32{,}8$ (adimensionale)

8.5
Equazione di Bernoulli

E' dato un impianto con pompa centrifuga secondo Fig. 8 con i serbatoi B e D, previsto per una portata Q = 200 m^3/h per il convogliamento di acqua a 20 °C. Il serbatoio di mandata è sottoposto ad una sovrappressione di 4,2 bar, il serbatoio di aspirazione D è alla pressione atmosferica, $v_e \approx 0$. La differenza di altezza geodetica è 11,00 m; la tubazione premente saldata ha il diametro nominale DN 200 (d = 210,1 mm secondo Tabella 4). Le perdite di carico nell'impianto vengono indicate in 3,48 m.

Si cerca la prevalenza dell'impianto H_A.

Secondo l'equazione **(5)** è

$$H_A = H_{geo} + (p_a - p_e) / (\varrho \cdot g) + (v_a^2 - v_e^2) / 2g + \Sigma H_v$$

con
densità ϱ = 998,2 kg/m^3 secondo Tabella 12
pressione nel serbatoio B: p_a = 4,2 bar = 420 000 Pa
pressione nel serbatoio D: p_e = 0

$(p_a - p_e) / (\varrho \cdot g) = 420\,000/(998{,}2 \cdot 9{,}81) =$ 42,89 m
$v_a = 4\,Q / (3600 \cdot \pi \cdot d^2) = 4 \cdot 200/(3600 \cdot \pi \cdot 0{,}2101^2)$
= 1,60 m/s
$(v_a^2 - v_e^2)/2g = (1{,}60^2 - 0)/(2 \cdot 9{,}81) =$ 0,13 m
$H_{geo} =$ 11,00 m
$\Sigma H_v =$ 3,48 m

$H_A =$ 57,50 m

8.9
Perdite di carico nelle tubazioni

Oltre ai dati dell'esempio 8.1 sono noti la tubazione di aspirazione DN 200 con d = 210,1 mm secondo Tabella 4, la lunghezza 6, 00 m, la rugosità media assoluta k = 0, 050 mm.

Si cercano le perdite di carico H_v secondo Fig. 11 oppure secondo equazione **(9)**.

Dal diagramma Fig. 11 segue $H_v = 1{,}00 \cdot 6{,}00/100 = 0{,}060$ m

Più dettagliato, ma anche **inevitabile per altre rugosità**, sarebbe il calcolo secondo Fig. 10:

rugosità relativa d / k = 210,1 / 0,050 = 4202

Secondo l'equazione (11) il numero di REYNOLDS è $Re = v \cdot d / \nu$

con
$\nu = 1{,}00 \cdot 10^{-6}\ m^2/s$
$v = Q / A = (Q/3600) \cdot 4 / (\pi d^2) = (200 / 3600) \cdot 4 / (\pi \cdot 0{,}2101^2)$
= 1,60 m/s

$Re = v \cdot d / \nu = 1{,}60 \cdot 0{,}2101 / 10^{-6} = 3{,}37 \cdot 10^5$.

Dalla Fig. 10 segue con d / k = 4202 → λ = 0,016.

L'equazione (9) fornisce
$H_v = \lambda\,(L / d) \cdot v^2 / 2g$
$= 0{,}016 \cdot (6{,}00 / 0{,}2101) \cdot 1{,}60^2 / 2 \cdot 9{,}81 = 0{,}060$ m

8.15 Perdite di carico nelle valvole e nei pezzi sagomati

Dati:

La tubazione di aspirazione secondo l'esempio 8.9 comprende
una saracinesca a corpo piatto DN 200
un gomito a 90° con superficie liscia ed R = 5 d
una valvola di fondo DN 200
ed un restringimento del tubo DN 200/DN 100 secondo Tabella 8
del tipo IV con angolo di apertura $\alpha = 30°$

Si cercano le perdite di carico H_v.

Secondo la Tabella 5 la saracinesca a corpo piatto
ha un coefficiente di perdita di carico $\zeta = 0{,}20$,
secondo la Tabella 6 il gomito a 90°
ha un coefficiente di perdita di carico $\zeta = 0{,}10$,
secondo la Tabella 5 la valvola di fondo
ha un coefficiente di perdita di carico di circa $\zeta = 2{,}0$,
secondo la Tabella 6 il restringimento
ha un coefficiente di perdita di carico $\zeta = 0{,}21$.
La somma di tutti i coefficienti di perdita di carico è $\Sigma\zeta = 2{,}51$

In base all'equazione **(15)** si ha quindi una perdita di carico di

$$H_v = \Sigma\zeta \cdot v^2 / 2\,g = 2{,}51 \cdot 1{,}60^2 / (2 \cdot 9{,}81) = 0{,}328 \text{ m}$$

8.20 Diaframma forato

Dati:

Come da esempio 8.1, la pompa ha una tubazione premente saldata DN 80 con un diametro interno d = 83,1 mm. La prevalenza deve essere permanentemente ridotta di ΔH = 5,00 m.

Si cerca il diametro interno d_{Bl} del diaframma di strozzamento.
Secondo l'equazione **(20)** è

$$d_{Bl} = f \cdot \sqrt{Q / \sqrt{(g \cdot \Delta H)}} \text{ con f secondo Fig. 25.}$$

A causa dell'iterazione del processo, d_{Bl} viene dapprima stimato e confrontato con il risultato. Nel caso di discrepanze, nella seconda stima si sceglie un valore compreso fra la prima stima ed il primo risultato.

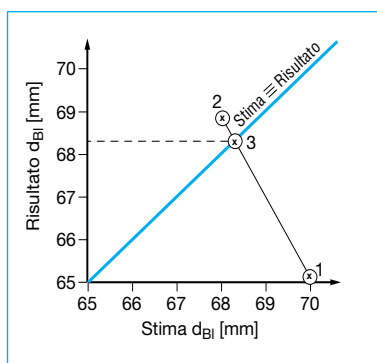
Anzitutto si calcola

$$\sqrt{Q / \sqrt{g \cdot \Delta H}} = \sqrt{200 / \sqrt{9{,}81 \cdot 5{,}0}} = 5{,}34 \text{ m.}$$

1° Stima d_{Bl} = 70 mm; $(d_{Bl} / d)^2 = 0{,}709$; f = 12,2;
Risultato: $d_{Bl} = 12{,}2 \cdot 5{,}34 = 65{,}1$ mm

2° Stima d_{Bl} = 68 mm; $(d_{Bl} / d)^2 = 0{,}670$; f = 12,9;
Risultato: $d_{Bl} = 12{,}9 \cdot 5{,}34 = 68{,}9$ mm

3° Stima d_{Bl} = 68,4 mm; $(d_{Bl} / d)^2 = 0{,}679$; f = 12,8;
Risultato: $d_{Bl} = 12{,}8 \cdot 5{,}34 = 68{,}4$ mm

Per trovare rapidamente la soluzione, consigliamo di riportare in un grafico i risultati in funzione delle corrispondenti stime, cosicché la terza stima fornisce già il risultato con l'intersezione della linea di collegamento con la diagonale, come da figura a lato.

8.21
Variazione della velocità di rotazione

Dati:
La velocità di rotazione della pompa secondo esempio 8.1 (dati di esercizio con indice 1) deve essere ridotta da $n_1 = 2900$ min^{-1} a $n_2 = 1450$ min^{-1}.

Si cercano i dati di portata Q_2, prevalenza H_2 e potenza di comando P_2 dopo la variazione della velocità.

Secondo l'equazione **(21)** è:
$Q_2 = Q_1 \cdot (n_2/n_1) = 200 \; (1450 / 2900) = 100 \; m^3/h$

Secondo l'equazione (22) è:

$H_2 = H_1 \cdot (n_2/n_1)^2 = 57{,}5 \cdot (1450 / 2900)^2 = 14{,}4 \; m$

Secondo l'equazione (23) è:
$P_2 = P_1 \cdot (n_2/n_1)^3 = 37{,}5 \cdot (1450 / 2900)^3 = 4{,}69 \; kW$,

considerato lo stesso rendimento per entrambe le velocità di rotazione.

8.27
Tornitura della girante

Dati:
La portata $Q_t = 200 \; m^3/h$ nel punto di miglior rendimento della pompa, secondo esempio 8.1, deve essere ridotta a $Q_r = 135 \; m^3/h$ mediante tornitura del diametro della girante $D_t = 219$ mm.

Si cercano il diametro di tornitura D_r e la prevalenza H_r dopo la tornitura ($H_t = 57{,}5$ m).

Secondo l'equazione **(27)** è:

$D_r \approx D_t \cdot \sqrt{(Q_r / Q_t)} = 219 \cdot \sqrt{(135 / 200)} = 180 \; mm$

Dall'equazione (26) segue quindi
$H_r \approx H_t \cdot (Q_r / Q_t) = 57{,}5 \cdot 135 / 200 = 38{,}8 \; m$

8.29
$NPSH_{disp}$ con funzionamento in aspirazione

Dati:
L'impianto con pompa centrifuga secondo l'esempio 8.5 viene integrato con i dati seguenti: luogo di installazione 500 m sul livello del mare; H_{vs} (dagli esempi 8.9 e 8.15) = 0,39 m; H_{sgeo} = 3,00 m; $v_e \approx 0$.
Come da esempio 8.1, la pompa è installata orizzontalmente e con serbatoio aperto, come in Fig. 36. Secondo Fig. 18 la pompa a Q = 200 m^3/h ha un $NSPH_{nec}$ = 5,50 m.

Si chiede se $NPSH_{disp}$ è sufficiente.

Secondo l'equazione **(29)** è
$NPSH_{disp} = (p_e + p_b - p_D)/(\varrho \cdot g) + v_e^2/2g - H_{v,s} - H_{s\,geo} \pm s'$
con
pressione nel serbatoio $p_e = 0$
pressione atmosferica p_b = 955 mbar = 95 500 Pa secondo Tab. 13
tensione di vapore p_D = 0,02337 bar = 2337 Pa secondo Tab. 12
densità ϱ = 998,2 kg/m^3 secondo Tab. 12.

$(p_e + p_b - p_D)/(\varrho \cdot g) = (0 + 95\,500 - 2337) / (998{,}2 \cdot 9{,}81)$ = 9,51 m
$v_e^2/2g$ = 0
H_{vs} = 0,39 m
H_{sgeo} = 3,00 m
s' = 0 poiché la mezzeria della girante e la mezzeria della bocca aspirante si trovano alla stessa altezza.

$NPSH_{disp}$ = 6,12 m

Con un $NPSH_{nec}$ = 5,50 in questo caso
$NPSH_{disp} > NPSH_{nec}$, è sufficiente.

8.31 $NPSH_{disp}$ nel caso di funzionamento sotto battente

Dati: In alternativa all'esempio 8.29, l'impianto deve ora funzionare sotto battente con serbatoio chiuso, come risulta dalla Fig. 37. I dati dell'impianto sono: luogo di installazione a 500 m sopra il livello del mare; H_{vs} (dagli esempi 8.9 ed 8.15) = 0,39 m; H_{zgeo} = 2,00 m; $v_e \approx 0$. Come da esempio 8.1 la pompa è installata orizzontalmente con serbatoio chiuso come da Fig. 37, p_e = - 0,40 bar (depressione). Come da Fig. 18 a Q = 200 m³/h la pompa ha un $NPSH_{nec}$ = 5,50 m.

Si chiede se $NPSH_{disp}$ è ancora sufficiente.

Secondo l'equazione **(31)** è:

$NPSH_{disp} = (p_e + p_b - p_D) / (\varrho \cdot g) + v_e^2 / 2g - H_{vs} + H_{zgeo} \pm s'$

con

pressione nel serbatoio p_e	= –0,40 bar	= –40 000 Pa,	
pressione atmosferica p_b	= 955 mbar	= 95 500 Pa	secondo Tab. 13
tensione di vapore p_D	= 0,02337 bar	= 2337 Pa	secondo Tab. 12
densità ϱ	= 998,2 kg/m³		secondo Tab. 12.

$(p_e + p_b - p_D) / (\varrho \cdot g)$

= (–40 000 + 95 500 – 2337) / (998,2 · 9,81) = 5,43 m

$v_e^2/2g$ = 0

H_{vs} = 0,39 m

H_{zgeo} = 2,00 m

s' = 0 poiché la mezzeria della girante e la mezzeria della bocca aspirante si trovano alla stessa altezza.

$NPSH_{disp}$ = 7,04 m

Con un $NPSH_{nec}$ = 5,50 m in questo caso $NPSH_{disp} > NPSH_{nec}$, è sufficiente.

8.36 Curva caratteristica della pompa con liquidi viscosi

Dati:

Con la pompa centrifuga, secondo l'esempio 8.1 e le curve caratteristiche secondo Fig. 19 si deve convogliare un olio minerale con densità ϱ_z = 0,897 kg/m³ e viscosità cinematica ν_z = 500 · 10⁻⁶ m²/s.

Si cercano le curve caratteristiche per prevalenza, rendimento e potenza assorbita per il funzionamento con questo liquido, utilizzando lo schema di calcolo secondo Fig. 51.

Per la ricerca dei fattori di conversione occorrono dapprima i dati seguenti relativi al convogliamento con acqua (indice w):

portata nel punto di miglior rendimento	Q_{wopt}	= 200 m³/h
prevalenza nel punto di miglior rendimento	H_{wopt}	= 57,5 m
miglior rendimento	η_{wopt}	= 0,835
potenza di comando	P_{wopt}	= 37,5 kW
velocità di rotazione	n	= 2900 min⁻¹
numero di giri specifico (da esempio 8.3)	n_q	= 32,8
viscosità cinematica	ν_z	= 500 · 10⁻⁶ m²/s
densità dell'olio minerale	ϱ_z	= 897 kg/m³.

In base alla Fig. 51 si ricavano i tre fattori di conversione $f_Q = 0,84$, $f_H = 0,88$, $f_\eta = 0,62$.

Al calcolo si provvede in forma tabellare:

Q/Q_{opt}	0	0,8	1,0	1,2	
Q_w (da Fig. 18)	0	160	200	240	m³/h
H_w (da Fig. 18)	66,5	62,0	57,5	51,0	m
η_w (da Fig. 18)	0	0,81	0,835	0,805	
$Q_z = Q_w \cdot f_Q$	0	134,4	168	201,6	m³/h
H_z	= H_w	= 1,03 $H_w \cdot f_H$	= $H_w \cdot f_H$	= $H_w \cdot f_H$	
	66,5	56,2	50,6	44,9	m
$\eta_z = \eta_w \cdot f_\eta$	0	0,502	0,518	0,499	
$P_z = \varrho_z \cdot H_z \cdot Q_z / (\eta_z \cdot 367)$	÷	36,8	40,1	44,3	kW

Per il calcolo della potenza P_z si devono inserire la portata Q_z in m³/h e la densità in kg/dm³.

I punti della curva caratteristica così calcolati vengono confrontati nella Fig. 52 con le curve caratteristiche della Fig. 18 (per diametro della girante 219 mm e convogliamento di acqua).

8.45
Riduzione della prevalenza nel caso di idrotrasporto

Dati: Ghiaia fine con una densità ϱ_s = 2700 kg/m^3 ed un diametro medio dei grani d_s = 5 mm, deve essere convogliata, con una concentrazione c_T = 15%, in acqua fredda (viscosità cinematica $\nu_f = 1{,}00 \cdot 10^{-6}$ m^2/s) per mezzo di una pompa centrifuga (dati idraulici secondo esempio 8.1, numero di giri specifico n_q = 33, indice di pressione ψ = 1).

Si cerca la riduzione della prevalenza ΔH/H con H = 57,5 m.

Secondo la Fig. 55 la velocità di discesa w_{s0} di una singola sfera alle condizioni indicate è 0,5 m/s. Il numero di Reynolds è quindi
$Re_s = w_{s0} \cdot d_s / \nu_f = 0{,}5 \cdot 0{,}005 / 1{,}0 \cdot 10 - 6 = 2500$.

La riduzione della prevalenza viene calcolata per mezzo dell'equazione **(45):**

$$\Delta H/H = c_T / \psi \cdot \sqrt[3]{Re_s} \cdot (11{,}83/n_q)^3 \cdot (\varrho_s/\varrho_f - 1)$$

$$= (0{,}15 / 1{,}0) \cdot \sqrt[3]{2500} \cdot (11{,}83 / 33)^3 \cdot (2700 / 1000 - 1)$$

$$= 0{,}15 \cdot 13{,}6 \cdot 0{,}0461 \cdot 1{,}70 = 0{,}16$$

$$\Delta H = 0{,}16 \cdot 57{,}5 = 9{,}2 \text{ m}$$

La prevalenza della pompa con H_{wopt} = 57,7 m alle condizioni di esercizio sopra indicate, verrebbe ridotta del 16% a 57,5 - 9,2 = 48,3 m.

8.47
Densità media

Dati: Idrotrasporto secondo esempio 8.45.

Si cerca: il valore della densità media ϱ_m e come essa agisce sull'incremento di pressione della pompa, cioè se l'incremento aumenta o diminuisce.

Secondo l'equazione **(47)** la densità media è $\varrho_m = c_T \cdot \varrho_s + (1 - c_T) \cdot \varrho_f$

con
$\varrho_f \equiv \varrho_w$ = 998,2 kg/m^3 per acqua a 20 °C
$\varrho_m = 0{,}15 \cdot 2700 + 0{,}85 \cdot 998{,}2 = 1253$ kg/m^3

Secondo l'equazione (46) l'incremento di pressione è
$\Delta_p = \varrho_m \cdot g \cdot (H - \Delta H)$
$= 1253 \cdot 9{,}81 \cdot (57{,}5 - 9{,}2) = 593\,700$ Pa = 5,94 bar

Questo è superiore all'incremento di pressione nel caso di funzionamento con acqua secondo l'esempio 8.1 con Δ_p = 5,25 bar. La curva caratteristica $\Delta_p = f(Q)$ si è quindi innalzata del 13% in conseguenza del trasporto per via idraulica di corpi solidi.

8.48
Camera della pompa

Dati: Camera per una pompa secondo esempio 8.1 con i dati

portata affluente Q_{zu} = 120 m^3/h; portata al punto di avviamento Q_e = 220 m^3/h; portata al punto di arresto Q_a = 150 m^3/h

Il numero di avviamenti massimo ammissibile del gruppo viene scelto in Z = 10/h in base alla Tabella 10 (Par. 3.3.3.1, motore a secco con P = 30 kW).

Si cerca il volume utile V_N della camera della pompa in base all'equazione **(48)** (tutte le portate in m^3/h):

$$V_N = Q_{zu} \cdot (Q_m - Q_{zu}) / (Q_m \cdot Z)$$

con
$$Q_m = (Q_e + Q_a) / 2 = (220 + 150) / 2 = 185 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_N = 120 \cdot (185 - 120) / (185 \cdot 10) = 4{,}22 \text{ m}^3/\text{h}$$

8.50 Sommergenza minima

E' **data** la tubazione verticale di aspirazione con estremità tronca, secondo esempio 8.9 e Figura 8D, con diametro interno del tubo $d = d_E = 210{,}1$ mm con una portata $Q = 200$ m^3/h.

Si cerca la profondità minima di immersione (= sommergenza minima) S_{min} nel serbatoio aperto. La velocità del liquido v_s all'ingresso del tubo di aspirazione è

$$v_s = Q/A = (Q/3600)/(\pi \cdot d_E^2/4) = (200/3600) \cdot (\pi \cdot 0{,}2101^2/4) = 1{,}60 \text{ m/s}$$

Secondo l'equazione **(50)** la profondità minima di immersione è

$$S_{min} = d_E + 2{,}3 \cdot v_s \cdot \sqrt{d_E / g}$$
$$= 0{,}2101 + 2{,}3 \cdot 1{,}60 \cdot \sqrt{0{,}2101 / 9{,}81}$$
$$= 0{,}75 \text{ m.}$$

Dal diagramma della Fig. 67 si ottiene più rapidamente lo stesso risultato.

La Fig. 66 fornisce la necessaria distanza dalla parete > 0,21 m, la larghezza del canale > 1,26 m e la distanza dal fondo 0,150 m.

8.52 Volume del serbatoio di aspirazione

E' dato un impianto con pompa centrifuga, con i dati secondo gli esempi 8.1 e 8.9 ed un serbatoio di aspirazione disposto come in Fig. 74. La tubazione di aspirazione piena d'aria di diametro nominale DN 200 (diametro interno d_s = 210,1 mm secondo Tabella 4) ha una lunghezza complessiva $L_s = 3{,}00$ m con una altezza geoetica di aspirazione H_{sgeo} = 2,60 m. Pressione atmosferica p_b = 989 mbar = 98 900 Pa; densità dell'acqua a 20°C ϱ = 998,2 kg/m^3, tensione di vapore p_D = 2337 Pa.

Si cerca il volume del serbatoio di aspirazione in base all'equazione **(52)**:

$$V_B = (d_s^2\, \pi /4) \cdot L_s \cdot p_b / (p_b - \varrho \cdot g \cdot H_s)$$

L'altezza di aspirazione H_s in base all'equazione (53) è

$$H_s = H_{sgeo} + H_{vs}$$

H_{sgeo} è data con 2,60 m, le perdite di carico nella tubazione aspirante H_{vs} devono essere determinate in base ad H_{vs1} ed H_{vs2}:

1) Perdite di carico H_{vs} della tubazione come nell'esempio 8.9:

$$H_{vs1} = \lambda \cdot (L / d_s) \cdot v_s^2 / 2g$$

con

λ = 0,016 dall'esempio 8.9

$L = H_{sgeo}$ = 2,6 m (non 3,0 m, perché la lunghezza del gomito viene considerata sotto H_{vs2})

d_s = 0,2101 m

v_s = 1,60 m/s da esempio 8.9

$$H_{vs1} = 0{,}016 \cdot (2{,}60 / 0{,}2101) \cdot 1{,}60^2 / (2 \cdot 9{,}81) = 0{,}026 \text{ m}$$

2) Perdite di carico H_{vs} nelle valvole e nei pezzi sagomati: H_{vs2} è composta dalle aliquote gomito a 180° (2 gomiti da 90° secondo Tabella 6 come nell'esempio 8.15) e la campana di ingresso secondo Tabella 7.

Coefficiente di perdita ζ del gomito a 180° (fattore 1,4) = 1,4 · 0,10 = 0,14.

Coefficiente di perdita ζ della campana di ingresso (spigolo di ingresso tronco) = 0,20.

$$H_{vs2} = \Sigma\zeta \cdot v_s^2 / 2g = (0{,}14 + 0{,}20) \cdot 1{,}60^2 / (2 \cdot 9{,}81) = 0{,}044 \text{ m}$$

3) Sommando: $H_{vs} = H_{vs1} + H_{vs2} = 0{,}026 + 0{,}044 = 0{,}070$ m, e quindi $H_s = H_{sgeo} + H_{vs} = 2{,}60 + 0{,}07 = 2{,}67$ m.

L'esempio mostra che le perdite di carico H_{vs} (= 0,070 m) con

tubazioni aspiranti corte possono essere trascurate a confronto della grande altezza geoetica di aspirazione H_{sgeo} (= 2,60 m), per cui il calcolo si semplifica sensibilmente. Ora si può calcolare il volume del serbatoio di aspirazione V_B in base all'equazione (52) o più semplicemente, (se le perdite di carico H_{vs} vengono trascurate), ricavarlo dal diagramma della Fig. 75:

$V_B = (d_s^2 \pi/4) \cdot L_s \cdot p_b / (p_b - \varrho g H_s)$

$= (0{,}2101^2 \cdot \pi /4) \cdot 3{,}0 \cdot 98\,900 / (98\,900 - 998{,}2 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}67)$

$= 0{,}141 \text{ m}^3$

Si sceglie un serbatoio con un volume 2,8 volte maggiore = 0,40 m^3 (confrontare con l'esempio nella Fig. 75).

Per controllo:

La pressione atmosferica minima è = $p_b - \varrho g H_s$ = 72 828 Pa.

La pressione di evaporazione è 0,02337 bar = 2337 Pa

sotto la quale non si scende durante la disaerazione.

9.
Letteratura di approfondimento

[1] Produktspezifische Dokumentation (KSB-Verkaufsunterlagen)

[2] KSB-Kreiselpumpenlexikon

[3] Kavitation in Kreiselpumpen. KSB Druckschrift Nr. 0383.051

[4] Gebäudetechnik von KSB. Pumpenregelung und Anlagenautomation. Planungshinweise. KSB Druckschrift Nr. 2300.024 (1995)

[5] Bernauer J., M. Stark, W. Wittekind: Weiterentwicklung von Propellerschaufeln für die Förderung von Flüssigkeiten mit faserigen Feststoffen. KSB Technische Berichte 21 (1986), S. 16-21

[6] Bieniek K., N. Gröning: Die Regelung der Förderleistung von Kreiselpumpen mittels elektronischer Drehzahlverstellung. KSB Technische Berichte 22 (1987), S. 16-31

[7] Bieniek K.: Tauchmotoren und Naßläufermotoren zum elektrischen Antrieb von Kreiselpumpen im Fördermedium. KSB Technische Berichte 23 (1987), S. 9-17

[8] Holzenberger K., L. Rau: Kennzahlen zur Auswahl energiefreundlicher Regelungsverfahren bei Kreiselpumpen. KSB Technische Berichte 24 (1988), S. 3-19

[9] Holzenberger K.: Vergleich von zwei Umrechnungsverfahren für die Kennlinien von Kreiselpumpen bei der Förderung zäher Flüssigkeiten. KSB Technische Berichte 25 (1988), S. 45-49

[10] Holzenberger K.: Ermittlung des Drehmomentverlaufes beim Anfahren von Kreiselpumpen mit Hilfe von Kennzahlen. KSB Technische Berichte 26 (1990), s. 3-13

[11] Kosmowski I., P. Hergt: Förderung gasbeladener Medien mit Hilfe von Normal- und Sonderausführungen von Kreiselpumpen. KSB Technische Berichte 26 (1990), S. 14-19

[12] Schreyer H.: Stopfbuchslose Chemiepumpen mit Magnetantrieb. KSB Technische Berichte 24 (1988), S. 52-56

[13] VdS Schadenverhütung: VdS-Form 2092-S.

10.
Appendice tecnica

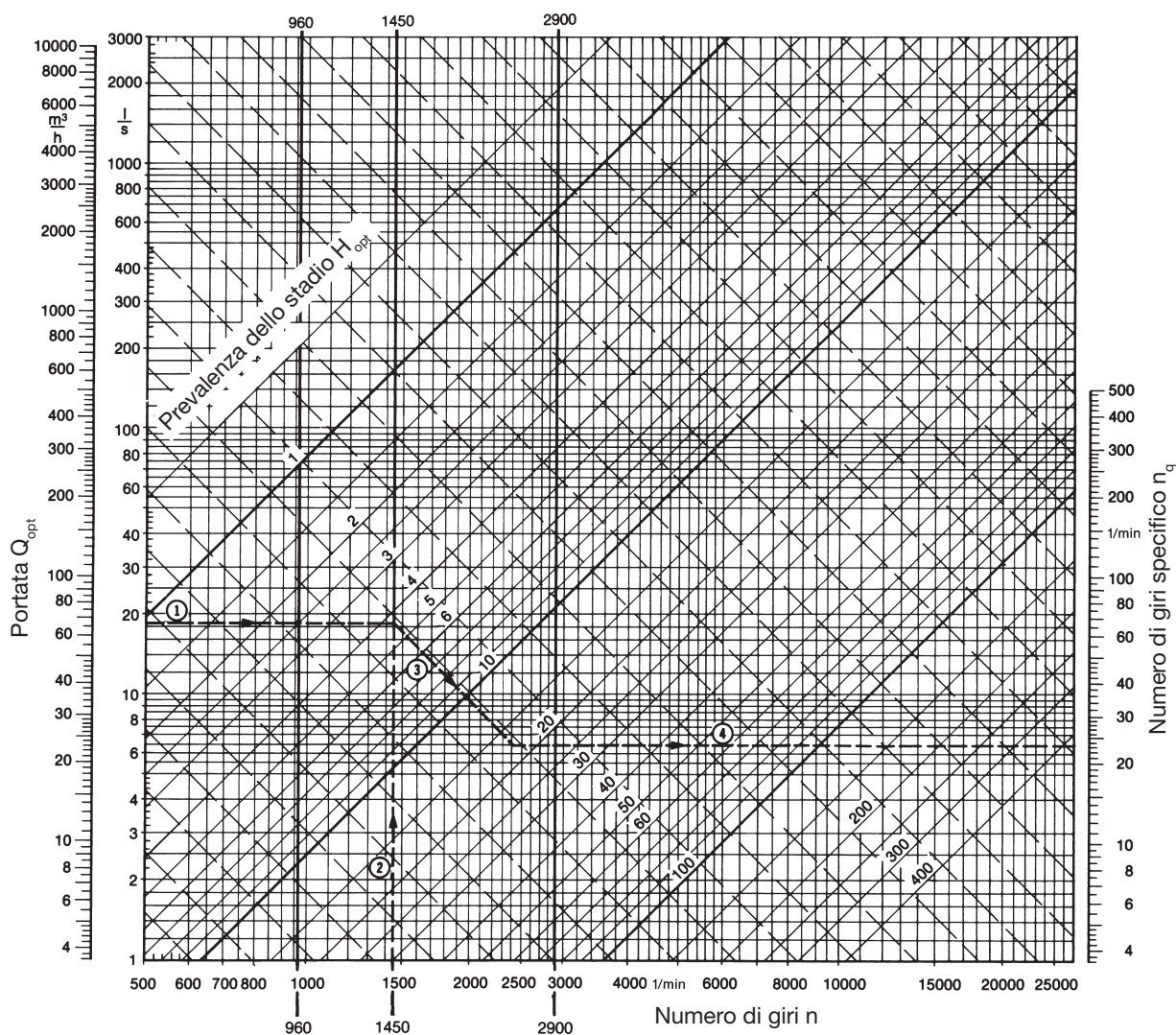
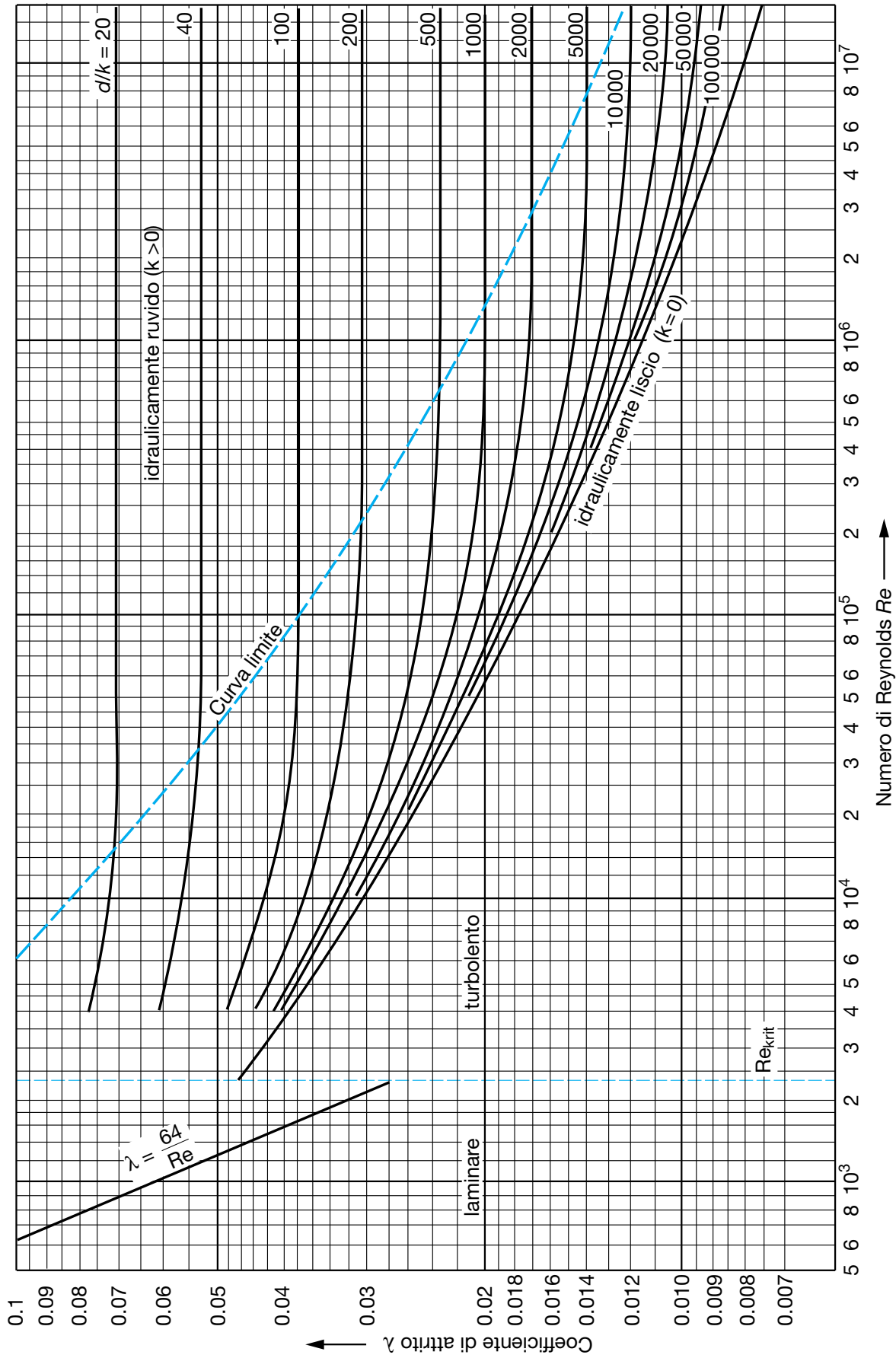



Fig. 3: Determinazione grafica del numero di giri specifico n_q
Esempio: Q_{opt} = 66 m^3/h = 18,3 l/s; n = 1450 1/min; H_{opt} = 17,5 m. Trovato: n_q = 23 1/min

Numero di Reynolds *Re*

Coefficiente di attrito λ

Fig. 10: Coefficiente di attrito λ come funzione del numero di Reynolds Re e della rugosità relativa d/k

Fig. 11: Perdite di carico H_v per tubazioni nuove in acciaio (k = 0,05 mm)

Tubi in materiale sintetico e tubi in metallo trafilati

Perdite di carico Hv ($\frac{m}{100\ m}$)

Portata Q (m^3/h; l/s)

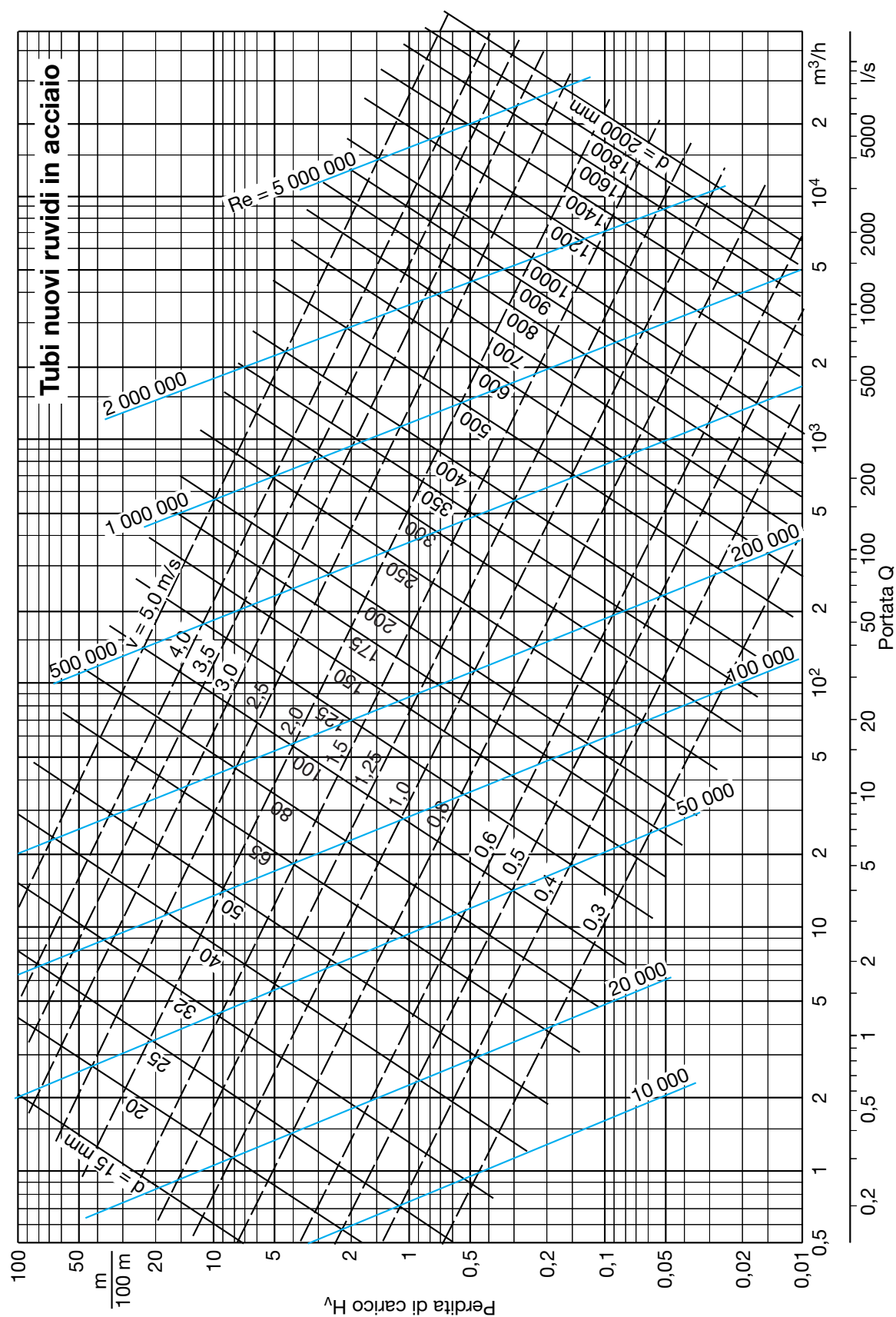
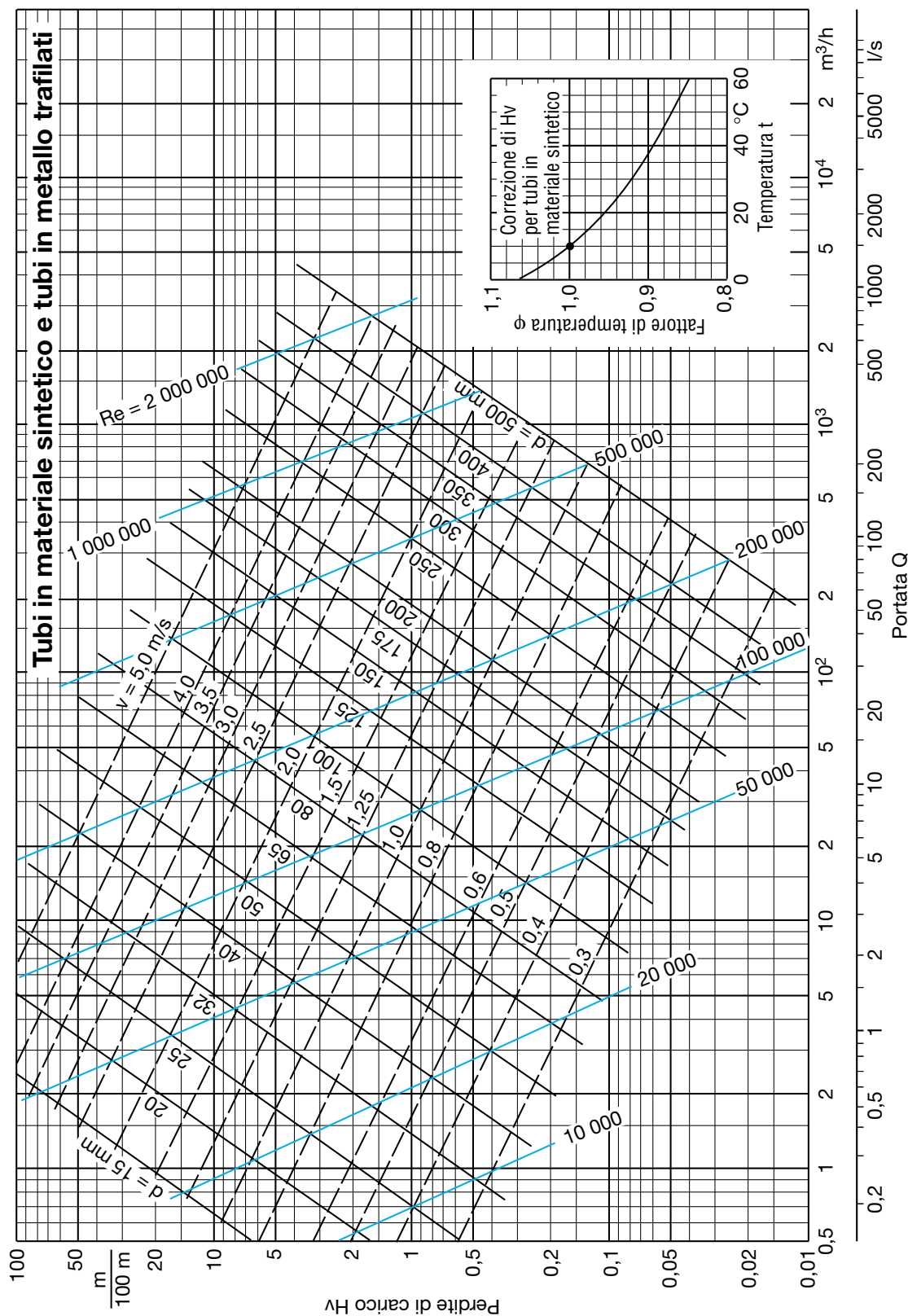
Correzione di Hv per tubi in materiale sintetico

Fattore di temperatura φ

Temperatura t (°C)

Fig. 12: Perdite di carico H_v per tubi idraulicamente lisci (k = 0)
(Per tubi in materiale sintetico con t ≠ 10 °C da moltiplicare per il fattore di temperatura φ)

Fig. 35: Tensione di vapore p_D di diversi liquidi in funzione della temperatura t

○ Valori richiesti secondo
DIN 51 507 (Oli per trasformatori)
DIN 51 603 (Oli combustibili)
DIN 51 601 (Carburante per motori Diesel)
⊙ Classificazione ISO della viscosità
secondo DIN 51519

Viscosità cinematica ν
mm²/s
1500
1000
600
500
400
300
200
100
80
60
50
40
30
20
15
10
8
6
5
4
3
Temperatura t
0
50
100
150
°C
200

Oli lubrificanti BC
Oli lubrificanti BB
Oli lubrificanti BA
Oli per meccanismi ad ingranaggi
Olio per motori
Oli idraulici HL, HLP
Oli per cambi di autovetture
Oli per compressori d'aria VC, VCL, VDL, VB, VBL
Oli per turbineTD
Oli per compressori frigoriferi KC
Oli per compressori frigoriferi KA
Oli lubrificanti L-AN
Oli lubrificanti CL
Oli lubrificanti C
Oli lubrificanti CLP
Olio combustibile S
Olio combustibile M
Olio combustibile L
Olio combustibile EL
Olio per trasformatori
Carburante per motori Diesel
Olio per cilindri a vapore surriscaldato ZD
Olio per cilindri a vapore surriscaldato ZB
Olio per cilindri a vapore surriscaldato ZA

Fig. 47: Viscosità cinematica di diversi oli minerali in funzione della temperatura

t = –100 °C
ν = 2,01 mm²/s

t = –92,5 °C
ν = 2,35 mm²/s

t = –98,3	–84,2	–72,5	–44,5 °C
ν = 15,8	7,76	4,99	2,33 mm²/s

t = 18,3	50	70 °C
ν = 11,87	3,32	1,95 mm²/s

1,8
1,5
1,0
0,5
0
kg/dm³
Densità ϱ

1,8
1,5
1,0
0,5
0
mm²/s
Viscosità cinematica ν

–100
0
100
°C
160
Temperatura t

Tetraclorometano
Acido solforoso
Solfuro di carbonio
Acido formico
Acqua pesante
Fenolo
Anilina
Acido acetico
Benzolo
Toluolo
Acetone
Etere dietilico
Alcol etilico (metanolo)
Ammoniaca
Butano n
Butano i
Propano
Etano
Fenolo
Acido formico
Anilina
Acetone
Metanolo
Benzolo
Toluolo
Acido acetico
Ammoniaca
Solfuro di carbonio
Etere dietilico

Fig. 48: Densità ϱ e viscosità cinematica ν di diversi liquidi in funzione della temperatura t

Determinazione del punto di funzionamento

Dati:

Portata	Q_w		m^3/h
Prevalenza	H_w		m
Velocità di rotazione	n		1/min
Viscosità cinematica	ν_z		m^2/s
Densità	ϱ_z		kg/m^3
Accelerazione di gravità	g	9,81	m/s^2

Procedimento di calcolo

Q/Q_{opt} =		0	0,8	1,0	1,2	–
Q_w	dal fascicolo delle curve caratteristiche per 4 punti della curva	0				m^3/h
H_w						m
η_w		0				–
$n_{q,w}$	dal Par. 3.1.5	–	–		–	1/min
$f_{Q,w}$	dalla Fig. 50	–				–
$f_{H,w}$		–				–
$f_{\eta,w}$		–				–
$Q_z = Q_w \cdot f_{Q,w}$		0				m^3/h
$H_z =$		$= H_w$ ↓	$= H_w \cdot f_{H,w} \cdot 1{,}03$ ↓ 1)	$H_w \cdot f_{H,w}$ ↓	$H_w \cdot f_{H,w}$ ↓	m
$\eta_z = \eta_w \cdot f_{\eta,w}$		0				
$P_z = \dfrac{\varrho_z \cdot g \cdot H_z \cdot Q_z}{\eta_z \cdot 1000 \cdot 3600}$		X				kW

2) (righe Q_z, H_z, η_z, P_z)

[1] se Hz diventa maggiore di Hw, si deve porre Hz = Hw

[2] con questi valori vengono fissati 4 punti delle curve QHz e Qηz e 3 punti della linea QPz. Riportarli in funzione di Q.

Fig. 51: Foglio di calcolo per la conversione delle curve caratteristiche della pompa per il convogliamento di un liquido viscoso in base al ***procedimento KSB***

11. Unità di misura legali, estratto per pompe centrifughe

Grandezze fisiche	Simboli	Unità legali			Unità di misura non più ammesse	Unità di misura consigliate	Note
		Unità SI		Altre unità di misura legali (non complete)			
Lunghezza	l	m	Metro	km, dm, cm, mm, µm,		m	Unità di misura base
Volume	V	m^3		dm^3, cm^3, mm^3, litro (1 l = 1 dm^3)	cbm, cdm…	m^3	
Portata, Portata volumetrica	Q, $\dot{V}$	m^3/s		m^3/h, l/s		l/s und m^3/s	
Tempo	t	s	Secondo	s, ms, µs, ns,… min, h, d		s	Unità di misura base
Velocità di rotaz.	n	1/s		1/min (min^{-1})		1/min (min^{-1})	
Massa	m	kg	chilo-grammo	g, mg, µg, tonnellata (1 t = 1000 kg)	libbra mezzo quintale	kg	Unità di misura base La massa di una merce viene denominata peso.
Densità	ϱ	kg/m^3		kg/dm^3		kg/dm^3 e kg/m^3	La denominazione „Peso specifico“ non deve essere più utilizzata poichè ambigua (vedi DIN 1305).
Momento di inerzia di massa	J	kg m^2				kg m^2	Momento di massa di 2° grado
Portata di massa	$\dot{m}$	kg/s		t/s, t/h, kg/h		kg/s und t/s	
Forza	F	N	Newton (= kg m/s^2)	kN, mN, µN,…	kp, Mp,…	N	1 kp = 9,81 N. La forza peso è il prodotto della massa m e della accelerazione di gravità locale g.
Pressione	p	Pa	Pascal (= N/m^2)	bar (1 bar = 10^5 Pa)	kp/cm^2, at, m WS, Torr, …	bar	1 at = 0,981 bar = 9,81 · 10^4 Pa 1 mm Hg = 1,333 mbar 1 mm WS = 0,098 mbar
Tensione meccanica (resistenza)	σ, τ	Pa	Pascal (= N/m^2)	N/mm^2, N/cm^2…	kp/cm^2,	N/mm^2	1 kp/mm^2 = 9,81 N/mm^2
Momento flettente Momento torcente	M, T	N m			kp m, …	N m	1 kp m = 9,81 N m
Energia, Lavoro, Quant. di calore	W, Q	J	Joule (= N m = W s)	kJ, Ws, kWh, … 1 kW h = 3600 kJ	kp m kcal, cal, WE	J e kJ	1 kp m = 9,81 J 1 kcal = 4,1868 kJ
Prevalenza	H	m	metro		m Fl. S.	m	La prevalenza è il lavoro espresso in J=N m, trasmesso all'unità di massa del liquido convogliato, riferito alla forza peso espressa in N di questa unità di massa.
Potenza	P	W	Watt (= J/s = N m/s)	MW, kW,	kp m/s, PS	kW	1 kp m/s = 9,81 W; 1 PS = 736 W
Differenza di temperatura	T	K	Kelvin	°C	°K, grd	K	Unità di misura base
Viscosità cinematica	ν	m^2/s			St (Stokes), °E, …	m^2/s	1 St = 10^{-4} m^2/s 1 cSt = 1 mm^2/s
Viscosità dinamica	η	Pas	Pascal-secondo (= N s/m^2)		P (Poise),	Pa s	1 P = 0,1 Pa s
Numero di giri specifico	n_q	1				1	$nq = 333 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q_{opt}}}{(g H_{opt})^{3/4}}$ unità di misura SI (m e s)